

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA**



**ESTUDIO DE LA TRASFERENCIA DE CALOR CONJUGADA EN  
CANALES INCLINADOS CON CALENTAMIENTO ASIMÉTRICO**

**POR**

**JOSÉ ANTONIO FLORES TÉLLEZ**

**COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENER EL GRADO  
DE MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA  
CON ORIENTACIÓN EN ENERGÍAS TÉRMICA Y RENOVABLE**

**AGOSTO, 2019**

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA**  
**SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO**



**ESTUDIO DE LA TRASFERENCIA DE CALOR CONJUGADA EN  
CANALES INCLINADOS CON CALENTAMIENTO ASIMÉTRICO**

**POR**

**JOSÉ ANTONIO FLORES TÉLLEZ**

**COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENER EL GRADO  
DE MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA  
CON ORIENTACIÓN EN ENERGÍAS TÉRMICA Y RENOVABLE**

**SAN NICOLÁS DE LOS GARZA, NUEVO LEÓN, MÉXICO**

**AGOSTO 2019**

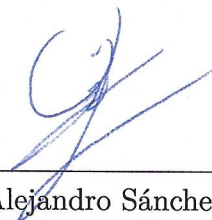
# Universidad Autónoma de Nuevo León

## Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica

### Subdirección de Estudios de Posgrado

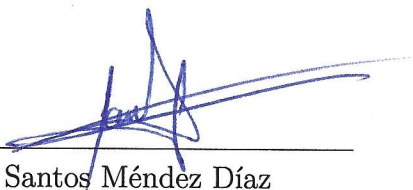
Los miembros del Comité de Tesis recomendamos que la Tesis «Estudio de la transferencia de calor conjugada en canales inclinados con calentamiento asimétrico», realizada por el alumno José Antonio Flores Téllez, con número de matrícula 1482506, sea aceptada para su defensa como requisito parcial para obtener el grado de Maestría en Ciencias de la Ingeniería con Orientación en Energías Térmica y Renovable.

El Comité de Tesis



Dr. Fausto Alejandro Sánchez Cruz

Director



Dr. Santos Méndez Díaz

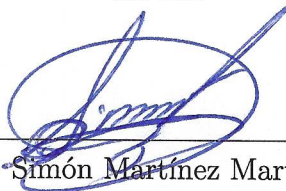
Revisor



Dr. Daniel de la Rosa Urbalejo

Revisor

Vo. Bo.



Dr. Simón Martínez Martínez

Subdirección de Estudios de Posgrado



San Nicolás de los Garza, Nuevo León, agosto 2019

*"No hay secretos para el éxito,  
éste se alcanza preparándose, trabajando  
y aprendiendo del fracaso."*

*Colin Powell*



# AGRADECIMIENTOS

---

Primeramente agradezco a mis padres María Guadalupe Téllez Ramírez y Jesús Flores Peña por todos sus consejos y enseñanzas, pero sobre todo por el apoyo incondicional en cada una de las etapas de mi vida.

A mis hermanos Luis Enrique Flores Téllez y Jesús Miguel Flores Téllez por compartir cada momento de alegría y tristeza, además del apoyo brindado en cada momento de la vida.

A mi compañera de aventuras, locuras e ilusiones Norma Cecilia López González, gracias por demostrarme a cada momento tu apoyo y tu amor a lo largo de esta etapa de mi vida .

A la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica , especialmente al grupo de Energías Térmica y Renovable (GETR) por abrirme las puertas y haberme dado la oportunidad de trabajar en el desarrollo de este trabajo de tesis.

Al Dr. Fausto Alejandro Sánchez Cruz por todos sus consejos, enseñanzas dentro y fuera del aula para la realización de este trabajo.

Al M.C Hugo Guadalupe Ramírez Hernández por todos los consejos y enseñanzas compartidos fuera del aula, así como también por todos los momentos compartidos.

A mis profesores Dr. Arturo Morales, Dr. Santos Méndez Díaz, Dr. Oscar Alejandro de la Garza de León, M.C. Jaime Armendáriz Velázquez por sus enseñanzas

---

dentro y fuera del aula.

A mis compañeros de generación Juan Carlos Solís Ulloa, Diana Xiomara Moreno, Víctor Eduardo Sánchez Leal, Alfredo Misael Zuñiga, Luis Fernando Rua Mojica, Luis Armando García, Evaristo Gómez Dávalos, Guillermo Flores Ruvalcaba y Eduardo Azael Quintanar Alvarado.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) por haberme otorgado la Beca Nacional para realizar este proyecto mediante el No. de Apoyo 417168.

# ÍNDICE GENERAL

---

<b>Agradecimientos</b>	<b>v</b>
<b>Nomenclatura</b>	<b>xxi</b>
<b>1. Introducción</b>	<b>1</b>
1.1. Motivación . . . . .	2
1.2. Objetivos . . . . .	3
1.2.1. Objetivo General . . . . .	3
1.2.2. Objetivos particulares . . . . .	3
1.3. Hipótesis . . . . .	4
1.4. Estructuración de la investigación para el trabajo propuesto . . . . .	4
<b>2. Marco Conceptual y Marco de referencia</b>	<b>6</b>
2.1. Generalidades . . . . .	6
2.1.1. Mecanismos de transferencia de calor . . . . .	6
2.1.2. Capa límite hidrodinámica . . . . .	11
2.1.3. Capa límite térmica . . . . .	12

---

2.2. Propiedades físicas de un fluido . . . . .	13
2.2.1. Números Adimensionales . . . . .	17
2.2.2. Conducción de calor en estado estacionario en paredes planas	20
2.2.3. Convección natural en una placa vertical . . . . .	20
2.2.4. Condiciones de frontera conjugadas . . . . .	23
2.2.5. Convección natural en una placa inclinada . . . . .	24
2.3. Dinámica de Fluidos Computacional . . . . .	25
2.3.1. Ecuaciones de Gobierno en forma general . . . . .	26
2.3.2. Métodos numéricos aplicados a la solución del método de vo- lúmenes finitos . . . . .	31
2.3.3. Discretización . . . . .	32
2.3.4. Métodos de solución computacional . . . . .	35
2.3.5. Método Upwind . . . . .	36
2.3.6. Modelos de radiación . . . . .	36
2.4. Diseño de Experimentos . . . . .	40
2.4.1. Diseño factorial . . . . .	41
2.4.2. Diseño factorial con niveles mixtos . . . . .	42
2.5. Marco de referencia . . . . .	42
2.5.1. Antecedentes de transferencia de calor conjugada . . . . .	50
2.5.2. Modelado de la convección natural considerando los efectos de la radiación . . . . .	55

---

2.5.3. Antecedentes de las propiedades térmicas de los materiales aislantes . . . . .	59
<b>3. Metodología y simulación</b>	<b>62</b>
3.1. Metodología de análisis . . . . .	62
3.2. Selección de modelo y dominio computacional del elemento de estudio	64
3.2.1. Discretización del medio continuo . . . . .	76
3.2.2. Selección de los modelos computacionales . . . . .	80
3.2.3. Propiedades físicas de los materiales . . . . .	81
3.2.4. Condiciones de frontera . . . . .	83
3.2.5. Métodos de solución . . . . .	84
3.2.6. Control de solución . . . . .	85
3.2.7. Procesamiento de datos . . . . .	86
3.2.8. Resultados-Simulación CFD . . . . .	88
<b>4. Validación Experimental</b>	<b>97</b>
4.1. Diseño conceptual del prototipo y metodología de prueba . . . . .	97
4.2. Dimensionamiento de componentes . . . . .	101
4.2.1. Cálculo y selección de la resistencia eléctrica . . . . .	101
4.2.2. Instrumentación y adquisición de datos . . . . .	103
4.2.3. Cámara climática . . . . .	103
4.2.4. Sistema de adquisición de datos . . . . .	104

---

4.3. Validación del método para la obtención de la distribución de temperaturas del canal . . . . .	107
4.4. Calibración del recinto de prueba . . . . .	111
4.5. Metodología de prueba . . . . .	118
4.6. Resultados experimentales . . . . .	120
4.6.1. Procesamiento de datos . . . . .	120
<b>5. Resultados</b>	<b>127</b>
5.1. Análisis de los perfiles de temperatura . . . . .	127
5.1.1. Análisis de transferencia de calor . . . . .	133
<b>6. Conclusiones y Trabajo Futuro</b>	<b>137</b>
6.1. Trabajo Futuro . . . . .	139
<b>A. Resultados del estudio numérico</b>	<b>140</b>
A.1. Perfiles de velocidad a 268 °C . . . . .	140
A.2. Calor transferido a 268 °C . . . . .	142
A.3. Perfiles de velocidad a 310 °C . . . . .	142
A.4. Calor transferido a 310 °C . . . . .	144
A.5. Perfiles de velocidad a 400 °C . . . . .	144
A.6. Calor transferido a 400 °C . . . . .	146
A.7. Perfiles de velocidad a 268 °C . . . . .	146

---

A.8. Calor transferido a 268 °C . . . . .	148
A.9. Perfiles de velocidad a 310 °C . . . . .	148
A.10. Calor transferido a 310 °C . . . . .	150
A.11. Perfiles de velocidad a 400 °C . . . . .	150
A.12. Calor transferido a 400 °C . . . . .	152

# ÍNDICE DE FIGURAS

---

2.1. Desarrollo de la capa límite hidrodinámica para el flujo en una placa plana . . . . .	12
2.2. Capa límite térmica sobre una placa plana . . . . .	13
2.3. Variación de la densidad del aire respecto a la temperatura, a una 1 atmósfera de presión. . . . .	15
2.4. Comportamiento de la viscosidad en líquidos y gases como función de la temperatura . . . . .	16
2.5. Flujo de convección natural sobre una placa vertical caliente, [10]. . .	21
2.6. Mecanismos de transferencia de calor acoplados a una pared de un horno doméstico. . . . .	23
2.7. Flujos por convección natural en una superficie caliente inclinada, [6].	24
2.8. Volumen de control . . . . .	28
2.9. Transferencia de energía por flujo de masa y calor . . . . .	30
2.10. Elementos utilizados para la discretización espacial . . . . .	33
2.11. Etapas de un diseño de experimentos. . . . .	41
2.12. Configuraciones de estudio, [25]. . . . .	43



2.13. a)Efecto del ángulo de inclinación y del ancho del canal sobre la temperatura de salida promedio normalizada a $T_a = 15^\circ\text{C}$ . b)Efecto del ancho del canal y el ángulo de inclinación sobre la transferencia de calor. Perfiles de temperatura y de la variación del coeficiente de transferencia de calor respecto al ancho del canal, [3]. . . . .	44
2.14. Canal de placa paralela vertical, [2]. . . . .	44
2.15. Modelo Experimental, [28] . . . . .	46
2.16. Comparativa del número de Nusselt, [33]. . . . .	47
2.17. Comparativa del número de Nusselt vs Ra, [42]. . . . .	48
2.18. Modelo 3d, [23]. . . . .	52
2.19. Puentes térmicos más comunes en edificaciones, [8]. . . . .	54
3.1. Metodología de simulación . . . . .	63
3.2. Descripción gráfica del elemento . . . . .	65
3.3. Variación del dominio computacional . . . . .	66
3.4. Canal utilizado para el estudio del tamaño computacional . . . . .	67
3.5. Canal utilizado para el estudio del tamaño del dominio computacional. a)Contornos de la magnitud de la velocidad en un plano vertical (m/s). Caso-1L. b)Contornos de la magnitud de la velocidad en un plano vertical (m/s). Caso-2L . . . . .	68
3.6. Canal utilizado para el estudio del tamaño del dominio computacional. a) Contornos de la magnitud de la velocidad en un plano vertical. Caso-5L. b) Contornos de la magnitud de la velocidad en un plano vertical (m/s). Caso-8L. . . . .	69

3.7. Variación de la inclinación mediante $\Gamma$ . . . . .	70
3.8. Condiciones de frontera para modelo bidimensional . . . . .	71
3.9. Planos horizontales del canal. . . . .	72
3.10. Efecto de la inclinación del canal sobre el perfil de velocidad vertical adimensionalizada en el plano PA= 0.05 m, cuando $h= 2.5$ cm. . . . .	73
3.11. Efecto de la inclinación del canal sobre el perfil de velocidad vertical adimensionalizada en el plano PA= 0.05 m, cuando $h= 1$ cm. . . . .	74
3.12. Efecto de la inclinación del canal sobre el perfil de velocidad vertical adimensionalizada en el plano PB= 0.15 m, cuando $h= 2.5$ cm. . . . .	74
3.13. Efecto de la inclinación del canal sobre el perfil de velocidad vertical adimensionalizada en el plano PB= 0.15 m, cuando $h= 1$ cm. . . . .	75
3.14. Efecto de la inclinación del canal sobre el perfil de velocidad vertical adimensionalizada en el plano PC= 0.30 m, cuando $h= 2.5$ cm. . . . .	75
3.15. Efecto de la inclinación del canal sobre el perfil de velocidad vertical adimensionalizada en el plano PC=0.30 m, cuando $h= 1$ cm. . . . .	76
3.16. Flujo de calor escalado en la superficie caliente a diferentes valores de $\Gamma$ . a) $h = 2.5$ cm, b) $h = 1$ cm . . . . .	76
3.17. Análisis de independencia de malla con barras de error. . . . .	78
3.18. Dcretización espacial del canal y del medio circundante. . . . .	79
3.19. Variación de la densidad del aire respecto a la temperatura a 1 atm. .	82
3.20. Condiciones de frontera para el caso de estudio. . . . .	84
3.21. Perfiles de velocidad para una temperatura de 222 °C. a) $\Gamma = 0$ , b) $\Gamma = 0.1$ , c) $\Gamma = 0.15$ , d) $\Gamma = 0.17$ , e) $\Gamma = 0.22$ . . . . .	90

3.22. Velocidad máxima a lo largo del canal en función de la pendiente $\Gamma$ . . .	91
3.23. Perfiles de Temperatura para una temperatura de 222 °C. $a)\Gamma =$ $0, b)\Gamma = 0.1, c)\Gamma = 0.15, d)\Gamma = 0.17, e)\Gamma = 0.22$ . . . . .	92
3.24. Calor transferido. $a)$ Flujo de calor para la superficie isotérmica a 222 °C. $b)$ Calor transferido a la superficie B. . . . .	93
3.25. Perfiles de velocidad para una temperatura de 222 °C. $a)\Gamma = 0, b)\Gamma =$ $0.1, c)\Gamma = 0.15, d)\Gamma = 0.17, e)\Gamma = 0.22$ . . . . .	94
3.26. Velocidad máxima respecto a la variación de la inclinación de la su- perfície B. . . . .	95
3.27. Calor transferido. $a)$ Flujo de calor para la superficie isotérmica a 222 °C. $b)$ Calor transferido a la superficie B. . . . .	96
4.1. Maqueta experimental. $a)$ Vista isométrica. $b)$ Vista lateral. . . . .	98
4.2. Metodología de prueba para validación experimental . . . . .	99
4.3. Cámara de ambiente controlado . . . . .	104
4.4. Sistema de control cRIO-9024. . . . .	105
4.5. Módulo de adquisición de temperaturas NI-9213. . . . .	105
4.6. Termopar tipo T. . . . .	106
4.7. Cámara termográfica FLIR SC4000 . . . . .	106
4.8. Reóstato con una potencia de 500 W y una corriente nominal de 2 A. . . . .	107
4.9. Distribución de temperatura para la superficie isotérmica. . . . .	108
4.10. Perfiles de temperatura a lo largo de la superficie isotérmica a lo largo de diferentes líneas verticales. . . . .	109

4.11. Histograma de la temperatura para la superficie isotérmica. . . . .	110
4.12. Distribución de temperatura en el canal. . . . .	110
4.13. Velocidad promedio de la cámara climática como función de la altura medida desde el piso. Datos tomados de Heredia [16]. . . . .	112
4.14. Prueba de efectividad del filtro. a) Túnel de viento. b) Filtro de prueba. . . . . .	113
4.15. Velocidad respecto a la capacidad instalada de potencia del ventilador.	113
4.16. a) Distribución de termopares. b) Aplicación de Labview para registrar la evolución de temperatura para cada uno de los termopares. Izquierda, temperatura de cada termopar. Derecha, temperatura del ambiente. . . . .	115
4.17. Temperatura ambiental dentro de la cámara climática durante las pruebas de validación del método. . . . .	116
4.18. Evolución de la Temperatura en la que se comparan los resultados con y sin filtro para cada uno de los termopares. a)Perfil de Temperatura en el termopar T1. b)Perfil de Temperatura en el termopar T2. c)Perfil de Temperatura en el termopar T3. d)Perfil de Temperatura en el termopar T4. e)Perfil de Temperatura en el termopar T5. f)Perfil de Temperatura en el termopar T6. . . . .	117
4.19. Distribución de velocidad cerca de las caras de la zona rodeada por filtro. . . . .	118
4.20. Esquema de la ubicación del modelo experimental dentro de la cámara climática. . . . .	119
4.21. Puntos de referencia para el análisis de datos, P1 Y P2, así como escala de grises y su correspondiente valor de temperatura. . . . .	121

4.22. Esquema de la ubicación de los puntos de referencia en el canal bajo estudio. . . . .	121
4.23. Convertidor de temperatura . . . . .	122
4.24. Perfiles de temperatura experimentales. a) Perfil de temperatura Experimento N°1 para P1. b) Perfil de temperatura Experimento N°1 para P2. c) Perfil de temperatura Experimento N°2 para P1. d) Perfil de temperatura Experimento N°2 para P2. e) Perfil de temperatura Experimento N°3 para P1. f) Perfil de temperatura Experimento N°3 para P2. g) Perfil de temperatura Experimento N°4 para P1. h) Perfil de temperatura Experimento N°4 para P2. i) Perfil de temperatura Experimento N°5 para P1. j) Perfil de temperatura Experimento N°5 para P2. k) Perfil de temperatura Experimento N°6 para P1. l) Perfil de temperatura Experimento N°6 para P2. . . . .	123
4.25. Perfiles de temperatura experimentales. a) Perfil de temperatura Experimento N°4 para P1. b) Perfil de temperatura Experimento N°4 para P2. c) Perfil de temperatura Experimento N°5 para P1. d) Perfil de temperatura Experimento N°5 para P2. e) Perfil de temperatura Experimento N°6 para P1. f) Perfil de temperatura Experimento N°6 para P2. . . . .	124
4.26. Termografía de la superficie B. . . . .	125
4.27. Perfil de temperatura experimental-Placa B. a) Perfil de temperatura sin filtro. b) Perfil de temperatura con filtro. . . . .	126
5.1. Perfil de temperatura dentro del canal, a lo largo de la horizontal, a la altura del punto de referencia P1. a) $\Gamma = 0$ , $T_A = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ . b) $\Gamma = 0$ , $T_A = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ . c) $\Gamma = 0.15$ , $T_A = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ . d) $\Gamma = 0.15$ , $T_A = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ . e) $\Gamma = 0.22$ , $T_A = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ . f) $\Gamma = 0.22$ , $T_A = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ . . . . .	129

5.2. Perfil de temperatura dentro del canal, a lo largo de la horizontal, a la altura del punto de referencia P2. a) $\Gamma = 0$ , $T_A = 25$ °C. b) $\Gamma = 0$ , $T_A = 15$ °C. c) $\Gamma = 0.15$ , $T_A = 25$ °C. d) $\Gamma = 0.15$ , $T_A = 15$ °C. e) $\Gamma = 0.22$ , $T_A = 25$ °C. f) $\Gamma = 0.22$ , $T_A = 15$ °C. . . . .	131
5.3. Perfiles de temperatura a lo largo de la vertical sobre la superficie inclinada B. a) $\Gamma = 0$ , $T_A = 25$ °C. b) $\Gamma = 0$ , $T_A = 15$ °C. c) $\Gamma = 0.15$ , $T_A = 25$ °C. d) $\Gamma = 0.15$ , $T_A = 15$ °C. e) $\Gamma = 0.22$ , $T_A = 25$ °C. f) $\Gamma = 0.22$ , $T_A = 15$ °C. . . . .	132
5.4. Variación del número de Nusselt a lo largo de $y$ sobre la Placa B, cuando $T_A = 25$ °C. . . . .	134
5.5. Variación del número de Nusselt a lo largo de $y$ sobre la Placa B, cuando $T_A = 15$ °C. . . . .	135
5.6. Número de Nusselt global adimensionalizado . . . . .	136
A.1. Perfiles de velocidad para una temperatura de 268 °C. a) $\Gamma = 0$ . b) $\Gamma = 0.1$ . c) $\Gamma = 0.15$ . d) $\Gamma = 0.17$ . e) $\Gamma = 0.22$ . f) Perfil de velocidades máximas. . . . .	141
A.2. Calor transferido. a) Flujo de calor para la superficie isotérmica a 268 °C. b) Calor transferido a la superficie B. . . . .	142
A.3. Perfiles de velocidad para una temperatura de 310 °C. a) $\Gamma = 0$ . b) $\Gamma = 0.1$ . c) $\Gamma = 0.15$ . d) $\Gamma = 0.17$ . e) $\Gamma = 0.22$ . f) Perfil de velocidades máximas. . . . .	143
A.4. Calor transferido. a) Flujo de calor para la superficie isotérmica a 310 °C. b) Calor transferido a la superficie B. . . . .	144
A.5. Perfiles de velocidad para una temperatura de 400 °C. a) $\Gamma = 0$ . b) $\Gamma = 0.1$ . c) $\Gamma = 0.15$ . d) $\Gamma = 0.17$ . e) $\Gamma = 0.22$ . f) Perfil de velocidades máximas. . . . .	145
A.6. Calor transferido. a) Flujo de calor para la superficie isotérmica a 400 °C. b) Calor transferido a la superficie B. . . . .	146

---

A.7. Perfiles de velocidad para una temperatura de 400 °C. <i>a)</i> $\Gamma = 0$ . <i>b)</i> $\Gamma = 0.1$ . <i>c)</i> $\Gamma = 0.15$ . <i>d)</i> $\Gamma = 0.17$ . <i>e)</i> $\Gamma = 0.22$ . <i>f)</i> Perfil de velocidades máximas. . . . .	147
A.8. Calor transferido. <i>a)</i> Flujo de calor para la superficie isotérmica a 268 °C. <i>b)</i> Calor transferido a la superficie B. . . . .	148
A.9. Perfiles de velocidad para una temperatura de 310 °C. <i>a)</i> $\Gamma = 0$ . <i>b)</i> $\Gamma = 0.1$ . <i>c)</i> $\Gamma = 0.15$ . <i>d)</i> $\Gamma = 0.17$ . <i>e)</i> $\Gamma = 0.22$ . <i>f)</i> Perfil de velocidades máximas. . . . .	149
A.10. Calor transferido. <i>a)</i> Flujo de calor para la superficie isotérmica a 310 °C. <i>b)</i> Calor transferido a la superficie B. . . . .	150
A.11. Perfiles de velocidad para una temperatura de 400 °C. <i>a)</i> $\Gamma = 0$ . <i>b)</i> $\Gamma = 0.1$ . <i>c)</i> $\Gamma = 0.15$ . <i>d)</i> $\Gamma = 0.17$ . <i>e)</i> $\Gamma = 0.22$ . <i>f)</i> Perfil de velocidades máximas. . . . .	151
A.12. Calor transferido. <i>a)</i> Flujo de calor para la superficie isotérmica a 400 °C. <i>b)</i> Calor transferido a la superficie B. . . . .	152

# ÍNDICE DE TABLAS

---

2.1. Tabla de calidad de malla . . . . .	34
3.1. Resultados obtenidos del análisis de independencia de malla. En todos los casos $\Gamma = 0.20$ . . . . .	77
3.2. Calidad de la discretización del dominio mediante su skewness. . . . .	80
3.3. Propiedades termofísicas del aire . . . . .	82
3.4. Propiedades termofísicas del acero galvanizado . . . . .	83
3.5. Criterios de convergencia. . . . .	86
4.1. Factores y respuestas para análisis . . . . .	100
4.2. Diseño de Experimentos(DOE) . . . . .	101
4.3. Clasificación del flujo respecto al número de Rayleigh Ra . . . . .	102



# NOMENCLATURA

---

## Mayúsculas

$C_p$	—	Calor específico a presión constante [ $\text{kJ} \frac{\text{m}}{\text{kg}} \cdot \text{K}$ ]
$D$	—	Diámetro [m].
$D_h$	—	Diámetro hidráulico.[m]
$D_p$	—	Caída de presión [ <i>in</i> de $H_2O$ ].
$I_{cg}$	—	Inercia del centro de gravedad [ $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ].
$Lb_f$	—	Libra fuerza
$L_c$	—	Longitud característica [m].
$N$	—	Newtons.
$T$	—	Temperatura [ $^{\circ}\text{C}$ , $^{\circ}\text{F}$ , ó $\text{K}$ ].
$T_f$	—	Temperatura de película.
$T_s$	—	Temperatura de superficie.
$T_{\infty}$	—	Temperatura del fluido.
$T$	—	Temperatura.
$V$	—	Velocidad [ $\frac{\text{m}}{\text{s}}$ ].
$W$	—	Watts
$R$	—	Constante Universal de los gases [ $\frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}}$ ].
$P$	—	Presión.

## Minúsculas

---

$cm$	—	Centímetro .
$dm$	—	Decímetro.
$ft$	—	Pie.
$h$	—	Coeficiente de transferencia de calor por convección $[\frac{W}{m^2}]$ .
$k$	—	Conductividad térmica $[\frac{W}{m}K]$
$m$	—	Masa [kg].
$q$	—	Rapidez de transferencia de calor por convección $[W \text{ ó } \frac{J}{s}]$ .
$g$	—	Aceleración de la gravedad $[\frac{m}{s^2}]$ .
$h$	—	Coeficiente de transferencia de calor por convección $[\frac{W}{m^2 \cdot K}]$ .
$u$	—	Componente de la velocidad en la coordenada $x$ .
$\bar{u}$	—	Vector de velocidad.
$x$	—	Coordenada longitudinal.
$y$	—	Coordenada transversal.

### Letras griegas

$\alpha_t$	—	Difusividad térmica, $[\frac{m^2}{s}]$ .
$\rho$	—	Densidad $[\frac{kg}{m^3}]$ .
$\mu$	—	Viscosidad dinámica $[\frac{N \cdot s}{m^2}]$ .
$\nu$	—	Viscosidad cinemática $[\frac{m^2}{s}]$ .
$\tau_w$	—	Esfuerzo cortante, $[\frac{N}{m^2}]$ .
$\Delta$	—	Diferencia
$\psi$	—	Función de corriente
$\delta_T$	—	Espesor de la capa límite

### Números adimensionales

---

$Nu$	—	Número de Nusselt
$Pr$	—	Número de Prandtl
$Re$	—	Número de Reynolds
$Gr$	—	Número de Grashof
$Ra$	—	Número de Rayleigh

### Acrónimos

$CFD$	—	Computational Fluid Dynamics
-------	---	------------------------------

### Operadores

$\nabla$	—	Operador Gradiente.
$\nabla^2$	—	Operador Laplaciano.

## CAPÍTULO 1

# INTRODUCCIÓN

---

La transferencia de calor juega un papel importante ya que no sólo se encuentra presente en la naturaleza, sino que también se hace presente en la mayoría de los procesos industriales y en áreas vitales como la producción y conversión de energía. La transferencia de calor, a través de cualquiera de los mecanismos de transferencia de calor **conducción, convección y radiación**, está involucrada en las oportunidades de ahorro energético.

Siendo la convección natural de gran interés en los últimos años, esto debido a las numerosas aplicaciones ingenieriles tales como: sistemas de colección solar, enfriamiento de componentes electrónicos, diseño de sistemas energéticos en edificaciones, entre otros. Es importante mencionar que las fuerzas de flotación juegan un papel muy importante en este tipo de problemas puesto que el movimiento del fluido es provocado por estas mismas, y son causadas debido a los gradientes de densidad. La aplicación de tecnologías basadas en convección natural se remonta a la década de 1970's con el uso del muro de Trombe-Michel, el cual aprovecha la orientación del muro, la densidad del aire y la convección natural generada por estos cambios para lograr el confort higrotérmico en el interior de una edificación. Entre las principales ventajas del uso de la convección natural se encuentra el bajo costo de implementación y el ahorro en el consumo energético.

## 1.1 MOTIVACIÓN

En los estudios realizados para la convección natural en canales verticales es común considerar ambas paredes con un calentamiento simétrico o con un calentamiento asimétrico de sus paredes. En la mayoría de los casos de estudio ambas paredes siempre se encuentran paralelas una de la otra, inclusive al variar el grado de inclinación del canal. Es importante mencionar que en los estudios en canales verticales se encuentran poco documentado los efectos de la superficie paralela que conforma el canal. Por tal motivo, para el presente estudio se pretende llevar a cabo un estudio acerca del comportamiento de la transferencia de calor en un canal vertical con calentamiento asimétrico al variar el grado de inclinación de la pendiente que conforma el canal, manteniendo siempre en posición vertical la superficie caliente y a una temperatura constante, además de estudiar el comportamiento hidrodinámico del flujo, y no menos importante, los efectos provocados por la superficie caliente sobre la superficie que conforma dicho canal. Para la correspondiente comprobación del estudio numérico es indispensable llevar a cabo una validación experimental en donde se demuestre la veracidad de los datos obtenidos en el estudio numérico. Es de suma relevancia la consideración de las características del flujo de aire dentro del canal, ya que éste favorece o perjudica la pérdida de energía de un sistema, de manera que al tener un flujo de calor se favorece la pérdida de energía, tal es el caso de algunos hornos [5]. Otras de las aplicaciones de este tipo de tecnologías son el uso de arreglos de disipadores de calor utilizados en la industria electrónica, y además de servir como sistemas de enfriamiento, también son de gran utilidad para la reducción de riesgos, tales como quemaduras, daño de materiales, entre otros.

## 1.2 OBJETIVOS

### 1.2.1 OBJETIVO GENERAL

Determinar la transferencia de calor conjugada entre placas divergentes y placas paralelas debido a los mecanismos conjuntos de convección, conducción y radiación térmica.

### 1.2.2 OBJETIVOS PARTICULARES

- Analizar la transferencia de calor en canales convergentes y divergentes considerando los mecanismos de transferencia de calor por conducción, convección y radiación.
- Estudiar la dependencia de la transferencia de calor respecto a las propiedades de los materiales, así como de sus características geométricas.
- Identificar los ángulos de inclinación que favorezcan el incremento de la transferencia de calor .
- Cuantificar la transferencia de calor a través de los canales mediante el uso de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD).
- Efectuar la validación experimental de los resultados obtenidos del análisis numérico.

## 1.3 HIPÓTESIS

La transferencia de calor a través de placas planas verticales sujetas a los mecanismos de conducción, convección y radiación, depende de la inclinación, la separación de las placas, el material, el espesor; por lo que es posible identificar condiciones para incrementar y reducir la transferencia de calor entre las placas al determinar el impacto de la radiación térmica sobre estas.

## 1.4 ESTRUCTURACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN PARA EL TRABAJO PROPUESTO

El presente trabajo se estructura en seis capítulos, a continuación se describirá brevemente el contenido de cada uno de ellos.

1. En el **Primer capítulo** se realiza una breve introducción de la importancia de la transferencia de calor, así como también se plantea la relevancia de este trabajo complementándolo con una hipótesis y con un objetivo general.
2. En el **Segundo capítulo** se hace hincapié en los trabajos realizados hasta la actualidad que referencian a la problemática central de este trabajo, además de poner énfasis en el conocimiento necesario para la comprensión de los fenómenos de estudio correspondientes al presente trabajo.
3. En el **Tercer capítulo** se presentan los elementos de estudio que se utilizarán para efectuar las simulaciones numéricas correspondientes, estableciendo las condiciones de frontera a las que opera, esto con el fin de conocer la influencia que tiene cada uno de ellos sobre la problemática de estudio. Posteriormente se planteó una serie de soluciones que atienden la problemática, efectuando nuevamente una evaluación a través de simulaciones numéricas dando como

resultado una comparativa de las soluciones propuestas y los elementos de influencia.

4. En el **Cuarto capítulo** se efectúa el diseño y construcción de un modelo físico para la validación experimental con el objetivo principal de respaldar la metodología empleada para obtener soluciones a través de simulaciones numéricas.
5. El **Quinto capítulo** comprende exclusivamente el análisis e interpretación de resultados obtenidos en la etapa de simulación numérica así como los resultados obtenidos en la etapa de validación experimental.
6. En el **Sexto capítulo** se darán a conocer las conclusiones correspondientes a el presente trabajo, además de plantear los objetivos que podrían determinarse como un trabajo futuro al presente estudio.



## CAPÍTULO 2

# MARCO CONCEPTUAL Y MARCO DE REFERENCIA

---

## 2.1 GENERALIDADES

Una de las primeras tareas del investigador es familiarizarse con los conceptos y terminología referente a la investigación correspondiente, además de indagar acerca de los trabajos realizados hasta el momento por la comunidad de investigadores con el fin de conocer los alcances del tema de estudio. Dichas tareas se plasman a lo largo de este capítulo.

### 2.1.1 MECANISMOS DE TRASFERENCIA DE CALOR

El **calor** se define como una forma de energía que se puede transferir de un sistema a otro, como resultado de la diferencia de temperatura. La transferencia de la energía como el calor siempre se produce del medio que tiene la temperatura más elevada hacia el de temperatura más baja, y la transferencia de calor se da por concluida cuando ambos medios alcanzan una temperatura de equilibrio [10]. El calor como energía se puede transferir a través de tres mecanismos: conducción, convección

y radiación. Todos los mecanismos anteriormente mencionados requieren de una diferencia de temperatura. Con el fin de exponer los mecanismos de transferencia de calor, a continuación se describirán cada uno de ellos.

- **Conducción:** Este mecanismo de transferencia de calor se caracteriza por la interacción molecular de las partículas con mayor energía hacia las adyacentes con menor energía. La conducción tiene lugar en sólidos, líquidos y gases. La razón de la conducción de calor a través de un medio depende de diversos factores tales como la configuración geométrica, su espesor y el material del que esté hecho, así como su respectiva diferencia de temperatura. El caso más común es la conducción en estado estacionario de calor a través de una pared plana de espesor  $L$  y área  $A$ . La diferencia de temperatura de un lado a otro está dada por  $\Delta T = T_2 - T_1$ . Existen una gran cantidad de estudios que demuestran que la razón de la transferencia de calor,  $\dot{\phi}$ , a través de una pared se duplica cuando se duplica la diferencia de temperatura  $\Delta T$  de uno a otro lado de ella, o al aumentar el área perpendicular a la dirección de la transferencia de calor, sin embargo, se reduce a la mitad cuando se duplica el espesor  $L$  de la pared. Entonces la razón de transferencia de calor es proporcional a la diferencia de temperatura y al área de transferencia de calor, pero es inversamente proporcional al espesor del material. Por ende, la razón de transferencia de calor queda definida por la siguiente ecuación:

$$\dot{\phi}_{cond} = -\kappa A \frac{T_1 - T_2}{\Delta x} \Rightarrow \dot{\phi}_{cond} = -\kappa A \frac{\partial T}{\partial x} \quad (2.1)$$

A la expresión anterior también se conoce como la ley de Fourier de la conducción de calor. La constante de proporcionalidad  $\kappa$  es la conductividad térmica del material, la cual se considera una propiedad del material relacionada con la capacidad de un material para conducir calor. Definiendo de manera formal la conductividad térmica es la razón de transferencia de calor a través de un espesor unitario del material por unidad de área, y por unidad de diferencia de temperatura. Usualmente la forma de representar esta propiedad es con el

símbolo  $\kappa$ , sin embargo, en la literatura también se puede encontrar que se represente con el símbolo  $\lambda$ . Cuando se tiene un valor elevado para la conductividad térmica, el material es un buen conductor del calor y un valor bajo de esta propiedad indica que es un material mal conductor, usualmente conocido como aislante. Cabe mencionar que esta propiedad tiene una variación con la temperatura, en algunos casos es despreciable esta variación, pero significativa para otros. Para cuestiones prácticas muchas veces se desprecia esta variación de la conductividad térmica y se considera como un valor constante.

Otra propiedad de los materiales que se debe conocer para la realización de un análisis de transferencia de calor en régimen transitorio es la difusividad térmica, la cual se representa con la letra griega  $\alpha$ , y se define como la razón entre el calor conducido a través del material y el calor almacenado por unidad de volumen. Por lo tanto la difusividad está dada por la siguiente ecuación:

$$\alpha = \frac{\kappa}{\rho c_p} \quad (2.2)$$

- **Convección:** En este mecanismo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido, o gas adyacente, que está en movimiento; se incluyen los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos. En la vida cotidiana podemos encontrar dos diferentes tipos de convección, la primera de ellas recibe el nombre de convección forzada y esta se lleva a cabo cuando el fluido es forzado a fluir sobre la superficie mediante medios externos como un ventilador, una bomba o el viento, mientras el segundo tipo se conoce como convección natural, la cual ocurre cuando el movimiento del fluido es causado por las fuerzas de empuje que son inducidas por las diferencias de densidad debidas a la variación de la temperatura en el fluido. Para estimar la razón de transferencia de calor a través de este mecanismo se utiliza la Ley de Newton del enfriamiento la cual establece que la rapidez de transferencia de calor por convección es proporcional a la diferencia de temperaturas, al área superficial por la que se lleva a cabo la convección y al coeficiente de transferencia de calor

por convección. Dicha ley se ve representada por la siguiente expresión:

$$\dot{\varphi}_{conv} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (2.3)$$

donde  $h$  es el coeficiente de transferencia de calor por convección, mismo que depende de todas las variables que influyen sobre la convección tales como la configuración geométrica de la superficie, la naturaleza del flujo y de las propiedades del fluido.

- **Radiación:** Se define a la radiación térmica como la energía emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas. La principal característica de este mecanismo de transferencia de calor es que no requiere la presencia de un medio interventor para poder ocurrir. Este fenómeno lo presentan todos los sólidos, líquidos y gases ya que todos estos emiten, absorben o transmiten radiación en diversos grados. Para cuantificar la razón máxima de la radiación que se puede emitir desde una superficie a una temperatura termodinámica  $T_s$  se utiliza la ley de Stefan-Boltzmann, la cual se puede ver expresada de la siguiente manera:

$$\dot{\varphi}_{emitida,Max} = \sigma A_s T_s^4 \quad (2.4)$$

donde  $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$  es la constante de Stefan-Boltzmann. La expresión anterior es válida solamente para aquellas superficies idealizadas que emiten a esta razón máxima las cuales llevan por nombre cuerpos negros. Como bien sabemos la radiación emitida por todas las superficies reales es menor a la emitida por un cuerpo negro de tal manera que es necesario introducir un nuevo factor a nuestra ecuación el cuál nombraremos como emisividad térmica y cuyo valor se encuentra en el intervalo de  $0 \leq \varepsilon \leq 1$ , y define qué tan próxima está una superficie de ser un cuerpo negro, para el cual  $\varepsilon = 1$ . Cabe mencionar que la emisión de un cuerpo tiene lugar en todas direcciones y al incidir en un cuerpo este puede actuar reflejándola, absorbiéndola (con aumento de la energía interna, incremento de la temperatura) o transmitiéndola. A la radiación exclusiva de la temperatura se denomina como **radiación térmica**.

Las principales características de la radiación son:

- La radiación depende de la temperatura termodinámica del cuerpo emisor y es independiente de la temperatura del cuerpo receptor o del ambiente. Por tanto, la energía que radian todos los cuerpos es consecuencia directa de su temperatura .
- La radiación transita a través del espacio siguiendo líneas rectas o rayos, y solamente las sustancias que están a la vista del cuerpo radiante pueden interceptar la radiación procedente de él.
- La radiación térmica que corresponde a la emisión de energía en función de su temperatura se sitúa entre 0.1 y 100  $\mu\text{m}$ , y, por tanto, abarca en su totalidad el rango visible del espectro electromagnético.

**Leyes que gobiernan la radiación.** Como bien sabemos, todo fenómeno se rige bajo ciertas leyes las cuales describen el comportamiento de dicho fenómeno, y el caso de la radiación no es la excepción de manera que a continuación presentaremos las leyes básicas de la radiación:

- **Ley de PREVOST-** Cualquier cuerpo cuya temperatura sea superior a 0 K emite energía radiante. Esta radiación es tanto mayor cuanto mayor sea su temperatura, siendo independiente de la naturaleza, temperatura y forma de los cuerpos que están en su entorno .
- **Ley de KIRCHHOFF-** Cuando un cuerpo está en equilibrio térmico con sus alrededores, su coeficiente de absorción y su emisividad son iguales
- **Ley de PLANCK-** La emitancia monocromática de un cuerpo negro depende, no sólo de la longitud de onda, sino también de la temperatura absoluta a la que se encuentra el cuerpo.

- **Ley de desplazamiento de WIEN-** El valor de la longitud de onda correspondiente a la emitancia monocromática máxima es inversamente proporcional a la temperatura absoluta del cuerpo.
- **Ley de desplazamiento de STEFAN-BOLTZMANN-**La emitancia (o potencia emisiva) del cuerpo negro depende exclusivamente de la cuarta potencia de su temperatura absoluta.

### 2.1.2 CAPA LÍMITE HIDRODINÁMICA

La capa límite hidrodinámica se define como la región del flujo cercana a la superficie y limitada por un espesor ( $\delta$ ), en la cual se sienten los efectos de los esfuerzos cortantes causadas por los efectos viscosos de un fluido. El espesor de la capa límite se define como la distancia  $y$  tomada desde la superficie, a partir de la cual  $u = 0.99V$ . Esta línea de  $u$  divide el flujo sobre una placa en dos regiones las cuales son **la región de capa límite**, en donde los efectos viscosos y los cambios de velocidad son significativos, y en **la región de flujo no viscoso**, en donde los efectos de la fricción son despreciables y la velocidad permanece constante.

En la Figura 2.1 se aprecia el concepto de la capa límite hidrodinámica para diferentes regímenes de flujo.

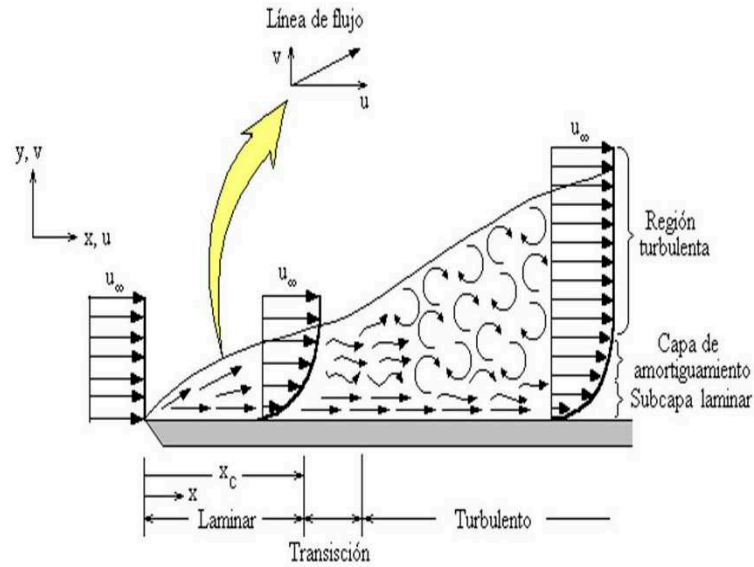


Figura 2.1: Desarrollo de la capa límite hidrodinámica para el flujo en una placa plana

### 2.1.3 CAPA LÍMITE TÉRMICA

De una forma análoga a la existencia de la capa límite de la velocidad, se desarrolla una capa límite térmica la cual se desarrolla cuando un fluido a una temperatura específica fluye sobre una superficie que está a una temperatura diferente, tal y como se muestra en la Figura 2.2 .

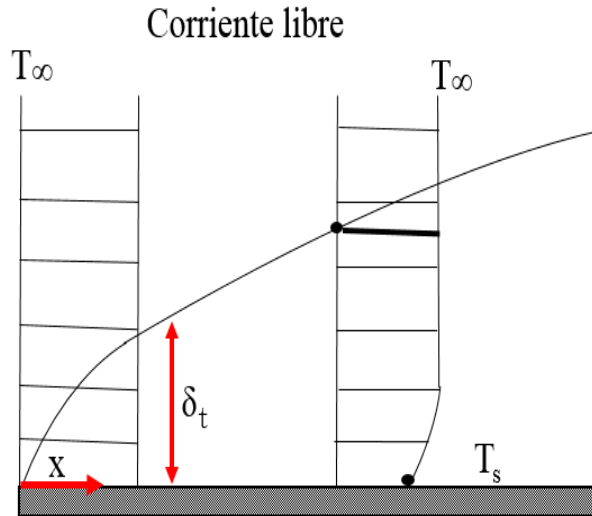


Figura 2.2: Capa límite térmica sobre una placa plana

De manera que al considerar un fluido a una temperatura uniforme  $T_\infty$  sobre una placa calentada isotérmicamente a una temperatura  $T_s$ , las partículas de fluido en la capa adyacente a la superficie alcanzan el equilibrio térmico con la placa de manera que toma valores de  $T_s$ . Estas partículas intercambian energía con las partículas que están en la capa adjunta, y así sucesivamente dando como resultado un perfil de temperatura en el intervalo desde  $T_s$  hasta  $T_\infty$ . A esta región del flujo donde ocurre esta variación de la temperatura en la dirección normal a la superficie se conoce típicamente como la **capa límite térmica**.

## 2.2 PROPIEDADES FÍSICAS DE UN FLUIDO

El conocimiento de las propiedades extensivas e intensivas de un fluido son de suma importancia para la realización del estudio, considerando la variación de las propiedades con la temperatura, entre ellas la densidad, temperatura, viscosidad, calor específico, etc.



## 2.2.0.1 DENSIDAD

La densidad ( $\rho$ ) es una propiedad intensiva, la cual se define como la cantidad de materia contenida en una unidad de volumen; en los gases es inversamente proporcional a la temperatura. Cabe mencionar que en el caso de sólidos y líquidos la densidad es mayor a la de los gases debido al tamaño y orden de las moléculas correspondientes a su composición química.

En el caso de los gases, cuando se encuentran a altas presiones y temperaturas, su densidad tiende a decrecer como un gas ideal, de manera que en el caso del aire, nitrógeno, oxígeno, hidrógeno se pueden considerar como gases ideales con un error despreciable menor del 1 por ciento. Como bien sabemos para el caso del aire existen tablas de propiedades que proporcionan información precisa de éstas; sin embargo, es conveniente contar con algunas relaciones entre las propiedades que sean generales y exactas. A estas relaciones se les conoce como ecuación de estado. La ecuación de estado más utilizada es la **ecuación de estado del gas ideal**.

$$Pv = RT \quad (2.5)$$

ó

$$P = \rho RT \quad (2.6)$$

Para ilustrar el comportamiento de una de las propiedades del aire, se presenta en la Figura 2.3, la variación de la densidad respecto a la temperatura.

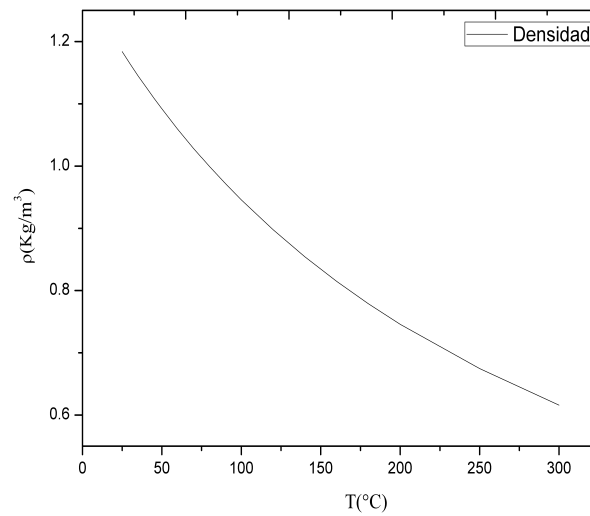


Figura 2.3: Variación de la densidad del aire respecto a la temperatura, a una 1 atmósfera de presión.

#### 2.2.0.2 VISCOSIDAD

La viscosidad es una propiedad muy importante de un fluido, ya que ésta se define como la medida cuantitativa de la resistencia de un fluido a fluir. Para fluidos en fase líquida la viscosidad decrece con la temperatura, en tanto que en los gases aumenta respecto a la temperatura, tal y como se muestra en la Figura 2.4.

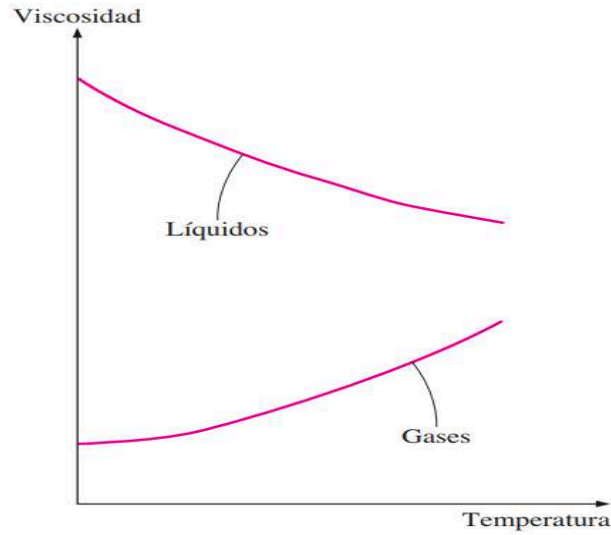


Figura 2.4: Comportamiento de la viscosidad en líquidos y gases como función de la temperatura

### 2.2.0.3 CONDUCTIVIDAD TÉRMICA

La conductividad térmica ( $\lambda$  o  $\kappa$ ), a partir de la ecuación de Fourier (2.7), se define como una propiedad intensiva, que hace referencia a la cantidad de energía que pasa por una unidad de área a través de un espesor debido a la diferencia de temperatura.

$$\kappa = \frac{-q''_x}{(\partial T / \partial x)} \quad (2.7)$$

Esta propiedad es función de la Temperatura y presión, sin embargo la dependencia con la presión es despreciable, de tal manera que el incremento de la conductividad solamente se considera en función de la temperatura.

### 2.2.0.4 CALOR ESPECÍFICO

El calor específico se define como la cantidad de energía necesaria para elevar la temperatura de una unidad de masa de una sustancia. Esta propiedad es dependiente

de la temperatura, sin embargo, también depende si la presión o el volumen son constantes. Los gases a bajas presiones se comportan como un gas ideal, de manera que sólo dependen de la temperatura. A continuación se muestran ambas relaciones de calor específico tanto para volumen constante, como para el caso de presión constante (2.8) y (2.9), respectivamente [9].

$$\left(\frac{\partial c_v}{\partial v}\right)_T = T \left(\frac{\partial^2 P}{\partial T^2}\right)_v \quad (2.8)$$

y

$$\left(\frac{\partial c_p}{\partial P}\right)_T = -T \left(\frac{\partial^2 v}{\partial T^2}\right)_P \quad (2.9)$$

### 2.2.1 NÚMEROS ADIMENSIONALES

Cuando se realiza un análisis de las ecuaciones que rigen el comportamiento de un fluido se suele utilizar la combinación de variables, agrupándolas en números adimensionales con el fin de reducir el número de variables totales. Por consiguiente en las siguientes secciones se dará a conocer los números adimensionales más utilizados.

#### 2.2.1.1 NÚMERO DE NUSSELT

El número de Nusselt se define como el coeficiente adimensional de la transferencia de calor por convección, también se puede definir como un gradiente adimensional de la temperatura en la superficie. Expresa la razón de la transferencia de calor por convección y por conducción, en un fluido, de tal manera que mientras más grande sea esta relación mayor es la transferencia de calor por convección. Quedando expresada de la siguiente manera:

$$Nu = \frac{hL_c}{k} \quad (2.10)$$

### 2.2.1.2 NÚMERO DE PRANDTL

Este número adimensional relaciona la difusividad molecular de la cantidad de movimiento con la difusividad molecular del calor en un material, ecuación (2.11). Cabe mencionar que gracias a este número adimensional se puede conocer relativamente el espesor de las capas límite hidrodinámica y térmica, ya que cuando el valor de éste tome valores menores de la unidad, el calor se difundirá rápidamente mientras que en el caso de que tome valores mayores a la unidad, el calor se difundirá más lentamente teniendo como consecuencia que la capa límite térmica e hidrodinámica sean más gruesas.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu c_p}{k} \quad (2.11)$$

### 2.2.1.3 NÚMERO DE REYNOLDS

A la relación entre las fuerzas inerciales y las fuerzas viscosas se le conoce como número de Reynolds. Por lo tanto queda definida por la Ecuación (2.12).

$$Re = \frac{VL_c}{\nu} = \frac{\rho VL_c}{\mu} \quad (2.12)$$

En donde  $V$  es la velocidad de la corriente libre,  $L_c$  es la longitud característica de la configuración geométrica y  $\nu = \mu/\rho$  es la viscosidad cinemática del fluido. La interpretación correcta de este número adimensional es de gran utilidad para la clasificación de flujos, ya que al obtener números altos o grandes significa que las fuerzas de inercia, que son proporcionales a la densidad y a la velocidad del fluido, son grandes en relación con las fuerzas viscosas y, como consecuencia, estas últimas mencionadas les es imposible impedir las fluctaciones aleatorias del fluido. Al tener números de Reynolds relativamente bajos, las fuerzas viscosas suprimen las pequeñas fluctaciones generadas en el fluido de manera que a este tipo de comportamiento del movimiento se le conoce como flujo laminar.

## 2.2.1.4 NÚMERO DE GRASHOF

Este número adimensional se considera exclusivo de la convección natural, ya que relaciona la razón de las fuerzas de flotación y las fuerzas viscosas que actúan sobre un fluido, quedando expresada en la ecuación (2.13).

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu^2} \quad (2.13)$$

Este número desempeña el papel que tiene el número de Reynolds en la convección forzada, ya que el número de Grashof permite determinar el régimen del flujo en convección natural estableciendo como número crítico para el régimen laminar valores de  $10^9$ , por ende valores mayores a este número se consideran el flujo en régimen turbulento. Este parámetro también es de gran utilidad para conocer la predominancia de la convección natural en el caso de existir un flujo externo utilizando la expresión  $Gr/Re_L^2$  estableciendo el criterio siguiente.

$Gr \ll Re^2$  Convección Forzada

$Gr \gg Re^2$  Convección Libre

$Gr \approx Re^2$  Convección Mixta

## 2.2.1.5 NÚMERO DE RAYLEIGH

Este número adimensional relaciona la razón de las fuerzas de flotación y los productos de las difusividades térmica y de cantidad de movimiento quedando expresada por la ecuación (2.16)

$$Re_L = Gr_L Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu^2} Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu\alpha} \quad (2.14)$$

### 2.2.2 CONDUCCIÓN DE CALOR EN ESTADO ESTACIONARIO EN PAREDES PLANAS

Antes de comenzar con esta sección se debe resaltar que la transferencia de calor en una cierta dirección es impulsada por un gradiente de temperatura, ya que sin la presencia de éste no ocurrirá la transferencia de calor. Con el fin de explicar de la forma más clara posible tomaremos el caso de una pared plana. Las consideraciones a tomar en cuenta para esta investigación son la conducción unidimensional de calor estacionario, además de tener temperaturas constantes en cada uno de los costados de la pared, dando lugar a un gradiente de temperatura. De tal manera que teniendo las consideraciones anteriores se emplea la ley de Fourier de la conducción de calor para conocer la razón de transferencia de calor de tal manera que .

$$\dot{\varphi}_{cond} = -\kappa A \frac{\partial T}{\partial x} \quad (2.15)$$

Podemos reacomodar la ecuación anterior introduciendo un nuevo término conocido como **resistencia térmica**, el cual se define como la capacidad de un material de oponerse a un flujo de calor.

$$R_{pared} = \frac{L}{\kappa A} \quad (2.16)$$

La expresión anterior tiene una analogía con la ecuación de la corriente eléctrica  $I$ , la cual esta expresada como:

$$I = \frac{V}{R_e} \quad (2.17)$$

### 2.2.3 CONVECCIÓN NATURAL EN UNA PLACA VERTICAL

Hasta el momento solamente se ha descrito de manera general el fenómeno de convección natural por tal motivo esta sección pretende profundizar sobre el tema.

El movimiento de un fluido en el fenómeno de convección natural es provocado por las fuerzas de flotación dentro del fluido de manera que sin la presencia de una

fuerza gravitacional no sería posible dicho fenómeno. Las fuerzas de flotación son el resultado de los efectos combinados de los gradientes de la densidad y de una fuerza de cuerpo la cual es proporcional al cambio de la densidad; cabe mencionar que los gradientes de temperatura dan paso a los gradientes de densidad [6].

Con el fin de profundizar sobre el tema se tomará el ejemplo más sencillo en convección natural. Consideremos una placa caliente vertical que está inmersa en un fluido estático, donde  $T_s > T_\infty$ ; el fluido cerca de la placa es menos denso que el fluido que está más alejado de la placa (ver Fig 2.5 ), tal y como se puede apreciar en la imagen anterior, se generó lo que se conoce como la capa límite viscosa y la capa límite térmica, dando lugar a una distribución de velocidad y temperatura que son responsables del mecanismo de la convección natural.

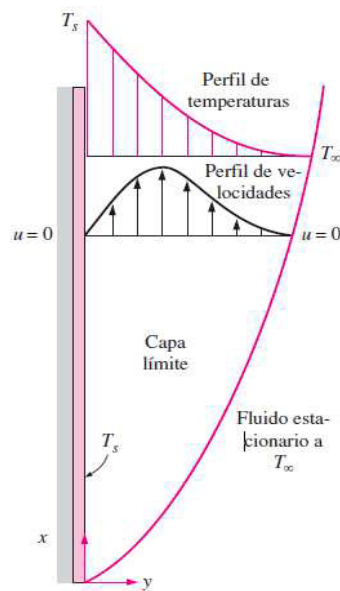


Figura 2.5: Flujo de convección natural sobre una placa vertical caliente, [10].

Con la explicación anterior, se podrá modelar de manera analítica dicho fenómeno a través de las ecuaciones de gobierno.



## 2.2.3.1 ECUACIONES DE GOBIERNO PARA LA CONVECCIÓN NATURAL

Todo fenómeno físico se ajusta a un modelo analítico con el propósito de representar el fenómeno en términos matemáticos. Para este caso se describirán las ecuaciones de gobierno que rigen a la convección natural, las cuales se relacionan con los principios de conservación de masa, momentum y energía. Teniendo en cuenta las siguientes consideraciones:

- Una capa límite de flujo laminar.
- Se considera en estado estacionario y direccional.
- Las propiedades se consideran constantes exceptuando a la densidad.

Las consideraciones anteriores son de gran utilidad para la simplificación de la ecuación de Momentum- $x$ , reduciéndola a la ecuación de la capa límite exceptuando el término de la fuerza del cuerpo en  $x$  quedando expresada de la siguiente manera.

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p_{\infty}}{\partial x} - g + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (2.18)$$

Después de haber explicado brevemente los efectos de las fuerzas de flotación con la ecuación de momentum, se determinan las ecuaciones de conservación de masa y energía, de manera que el conjunto de ecuaciones que describen al fenómeno se presentan a continuación:

Ecuación de Continuidad

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (2.19)$$

Ecuación de Momentum

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = g\beta(T - T_{\infty}) + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (2.20)$$

Ecuación de la Energía

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (2.21)$$

Tal y como se muestra en la ecuación (2.21), se despreció la variable de la disipación viscosa debido a las bajas velocidades que se asocian a la convección natural. En cuanto cabe a la solución de la ecuación de momentum depende del conocimiento de la variable  $T$  y por lo tanto de la solución de la ecuación de la energía.

#### 2.2.4 CONDICIONES DE FRONTERA CONJUGADAS

Existen diversas situaciones en donde se pueden presentar condiciones de frontera conjugadas en donde los mecanismos de conducción, convección y radiación ocurren simultáneamente de manera que estos son dependientes entre sí. Tal es el caso de una pared de un horno doméstico, la cual se encuentra sometida a los mecanismos de transferencia de calor; la convección se encuentra presente tanto en la parte interna de la pared como en la parte externa de la misma, mientras que los mecanismos de conducción, y radiación se encuentran acoplados entre sí Figura 2.6. De manera que la distribución de la temperatura de la pared exterior se encuentra acoplada a los mecanismos de transferencia de calor a los que se encuentra sometida, por ende la temperatura de la pared se ve influenciada por cada uno de estos.

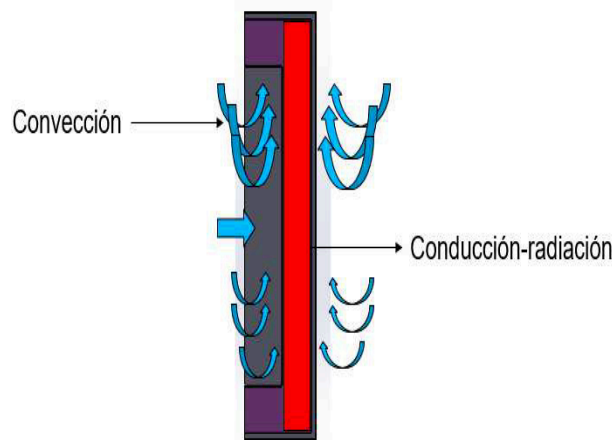


Figura 2.6: Mecanismos de transferencia de calor acoplados a una pared de un horno doméstico.

### 2.2.5 CONVECCIÓN NATURAL EN UNA PLACA INCLINADA

Teniendo como base el conocimiento analítico de la convección natural sobre una placa plana, entenderemos cómo se comporta el fenómeno para una placa inclinada. Para explicarlo utilizaremos de apoyo la Figura 2.7.

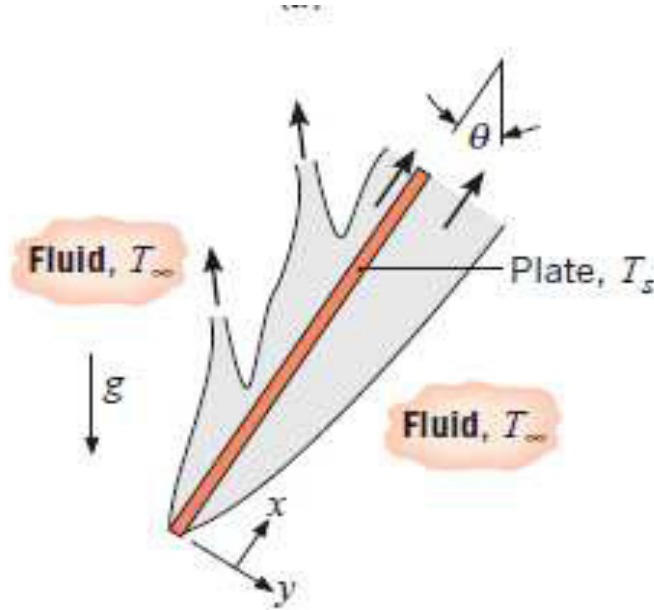


Figura 2.7: Flujos por convección natural en una superficie caliente inclinada, [6].

Considerando una placa inclinada caliente que forma un ángulo  $\theta$  con respecto a la vertical, como se muestra en la Figura 2.7, en un ambiente más frío. La fuerza neta  $F = g(\rho_\infty - \rho)$  que actúa sobre un volumen unitario del fluido en la capa límite siempre lo hace en dirección vertical. Para el caso de una placa inclinada, esta fuerza se puede descomponer en dos componentes:  $F_x = F \cos \theta$ , paralela a la placa y que se impulsa el flujo a lo largo de esta, y  $F_y = F \sin \theta$ , perpendicular a la placa, sin embargo esta última provoca un comportamiento muy peculiar en la parte superior de la placa, puesto que promueve el movimiento ascendente en adición al movimiento paralelo a lo largo de la placa, y como consecuencia, la capa límite se rompe y forma columnas, como se muestra en la Figura 2.7. Como resultado, el espesor de la capa límite, y por ende, la resistencia a la transferencia de calor decrecen y aumenta la

razón de la transferencia de calor en relación con la orientación vertical.

## 2.3 DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL

La Dinámica de Fluidos Computacional (CFD), es el análisis de sistemas donde se involucra el flujo de fluidos, la transferencia de calor y fenómenos asociados tales como lo son las reacciones químicas esto por medio de resultados computacionales [41]. La simulación computacional representa la solución numérica de las ecuaciones diferenciales que gobiernan a cada uno de los fenómenos descritos anteriormente y por tal motivo, el uso de esta técnica es muy utilizada en los diversos campos de la ingeniería tales como:

- Hidrodinámica.
- Turbomáquinas.
- Máquinas térmicas.
- Transferencia de calor- sistemas de calentamiento o enfriamiento.
- Combustión

Una de las principales ventajas del uso de CFD es la obtención de aproximaciones de un sistema real, además de la reducción de tiempos y costos para la generación de información correspondiente al comportamiento de los fluidos. A pesar de la utilidad de esta herramienta para la resolución de modelos matemáticos de la mecánica de fluidos, no se debe dejar a un lado la elaboración de una validación experimental con el objetivo de conocer el comportamiento real de los fenómenos de estudio sustentando la validación de estas aproximaciones numéricas.

Como todo análisis consta de diversas etapas, y el caso de CFD consta de 3 etapas las cuales son:

1. Pre-procesamiento.
2. Solución.
3. Post-Procesamiento

En la etapa de pre-procesamiento se efectúan diversas tareas en las que se determina la geometría de interés comúnmente denominada como el dominio computacional, además de efectuar la discretización espacial del dominio, así como también determinar el fenómeno de estudio con sus respectivas condiciones de frontera y propiedades físicas.

Para la etapa de solución se determina el método de resolución de las ecuaciones de gobierno entre los cuales se encuentran el método de diferencias finitas; elementos finitos y volúmenes finitos, estos se llevan a cabo realizando una secuencia de pasos los cuales son:

- Aproximación de las variables desconocidas del flujo a través de funciones simples.
- Discretización por sustitución de las aproximaciones en las ecuaciones de gobierno y subsecuente manipulación matemática.
- Solución de las ecuaciones algebraicas.

Y como etapa final el Post-procesamiento, consiste en la manipulación de los resultados de la aproximación numérica para la creación de gráficas, contornos entre otros, con el único fin de visualizar de manera concreta los parámetros de interés.

### 2.3.1 ECUACIONES DE GOBIERNO EN FORMA GENERAL

Las ecuaciones de gobierno se caracterizan por describir el comportamiento de un fluido, y se encuentran basadas en las leyes de conservación de masa, cantidad

de movimiento (Momentum) y energía [29]. El común denominador entre ellas es su forma, de manera que solamente cambia la variable dependiente por la variable que le corresponde a cada una de ellas. En la ecuación 2.22 se muestra la estructura general de las ecuaciones de gobierno, se debe tomar en cuenta que  $\phi$  es la variable dependiente.

$$\underbrace{\frac{d}{dt}(\rho\phi)}_{Temporal(1)} + \underbrace{\nabla(\rho u\phi)}_{Convectivo(2)} = \underbrace{\nabla(\Gamma\nabla\phi)}_{Difusivo(3)} + \underbrace{S}_{Fuente(4)} \quad (2.22)$$

Tal y como se muestra en la ecuación de gobierno general 2.22, ésta se compone por cuatro términos; se debe recordar que la variable escalar dependiente  $\phi$  puede representar alguna como la temperatura o el componente de velocidad entre otras. El primer término de la ecuación representa el cambio de la variable dependiente ( $\phi$ ) respecto al tiempo, el segundo término hace referencia al transporte de la variable dependiente debido al campo de flujo de fluido, en cuanto al tercer término representa el transporte de la variable dependiente ( $\phi$ ), debido al proceso de difusión (muchas veces regido por el gradiente de la variable dependiente), y el término fuente representa la generación o destrucción de la variable dependiente ( $\phi$ ).

### 2.3.1.1 ECUACIÓN DE LA CONSERVACIÓN DE LA MASA

El principio de la conservación de masa establece que la masa no se puede crear ni destruir durante un proceso, al considerar un volumen de control tal y como se muestra en la Figura 2.8.

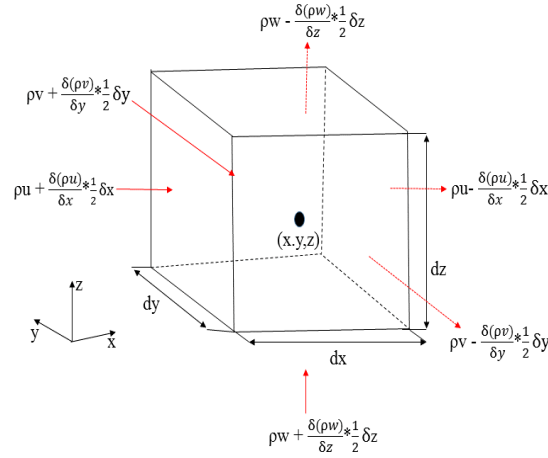


Figura 2.8: Volumen de control

La razón de incremento de masa en elemento de fluido esta dada por:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \delta x \delta y \delta z) = \frac{\partial \rho}{\partial t} \delta x \delta y \delta z \quad (2.23)$$

Posteriormente es necesario considerar la razón de flujo másico que atraviesa el elemento, el cual está dado por el producto de la densidad, área y velocidad de la componente normal a la cara. En la Figura 2.8 se muestra la razón de flujo másico neto dentro del elemento y sus condiciones de frontera están dadas por [41]:

$$\begin{aligned} & \rho u - \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x \delta y \delta z - \rho u + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x \delta y \delta z \\ & + \rho v - \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} \frac{1}{2} \delta y \delta x \delta z - \rho v + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} \frac{1}{2} \delta y \delta x \delta z \\ & + \rho w - \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \frac{1}{2} \delta z \delta x \delta y - \rho w + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \frac{1}{2} \delta z \delta x \delta y \end{aligned} \quad (2.24)$$

El flujo que se encuentra direccionado hacia el elemento produce un incremento de masa en el elemento y obtiene signo positivo, mientras que el flujo que deja el elemento obtiene un signo negativo. La razón de incremento de masa dentro del elemento 2.23 es igualado al flujo másico neto que atraviesa a través de sus caras 2.24. Todos los términos obtenidos por el balance de masa se colocan del lado izquierdo

del signo de igual y la expresión se divide por el volumen del elemento  $(\partial x \partial y \partial z)$ , dando como resultado:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (2.25)$$

La ecuación 2.25 es válida para un estado transitorio; ecuación de conservación de masa tridimensional. Para un fluido incompresible la densidad  $(\rho)$  es constante por ende la ecuación se reduce a:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (2.26)$$

### 2.3.1.2 ECUACIÓN DE LA CANTIDAD DE MOVIMIENTO

El principio de la cantidad de movimiento se basa en la segunda ley de Newton del movimiento, quedando expresada como la fuerza neta que actúa sobre un volumen de control es igual a la masa multiplicada por la aceleración del elemento de fluido dentro de ese Volumen de Control ( $V_c$ ), lo cual también es igual a la razón neta de la transferencia de la cantidad de movimiento de flujo hacia fuera del  $V_c$ . Las fuerzas que actúan sobre el volumen de control se componen por las fuerzas del cuerpo y por las fuerzas de superficie, las primeras hacen referencia a las fuerzas de gravedad, de campo eléctrico y campo magnético (éstas son proporcionales al volumen del cuerpo), en cuanto a las fuerzas de superficie se componen por aquellas que actúan sobre la superficie de control tal como la fuerza de la presión hidrostática y los esfuerzos cortantes debidos a los efectos viscosos (son proporcionales al área de la superficie). Como resultado de estas fuerzas se obtiene la ecuación .

$$\frac{\partial}{\partial t}(M v_n)_{cv} = \sum F_n + \sum_{\text{Puertos de entrada}} \dot{m} v_n - \sum_{\text{puertos de salida}} \dot{m} v_n \quad (2.27)$$

en donde  $n$  es la dirección en la que se desea hacer el análisis, y  $v_n$  y  $F_n$  son proyecciones de la velocidad y fuerza del fluido en la dirección  $n$ .



## 2.3.1.3 ECUACIÓN DE LA CONSERVACIÓN DE LA ENERGÍA

El principio de conservación de la energía establece que el cambio de energía durante un proceso es igual a la diferencia entre la entrada y salida de energía; cabe mencionar que la energía se puede transferir sólo por el calor, el trabajo y el tránsito de la masa. De manera que se establece que la energía total de una corriente de un fluido en movimiento, por unidad de masa es  $e_{corriente} = h(\text{energía cinética}) + \text{energía potencial}$  [9], donde  $h$  es la entalpía, en cuanto a la energía cinética y potencial por unidad de masa, se desprecian debido a que son muy pequeñas en relación a la entalpía. Además, es posible suponer como constantes la densidad, el calor específico, la viscosidad y la conductividad térmica, por lo tanto la energía de un fluido se puede expresar como:  $e_{corriente} = h = C_p T$ , lo anterior se visualiza de manera gráfica en la Figura 2.9.

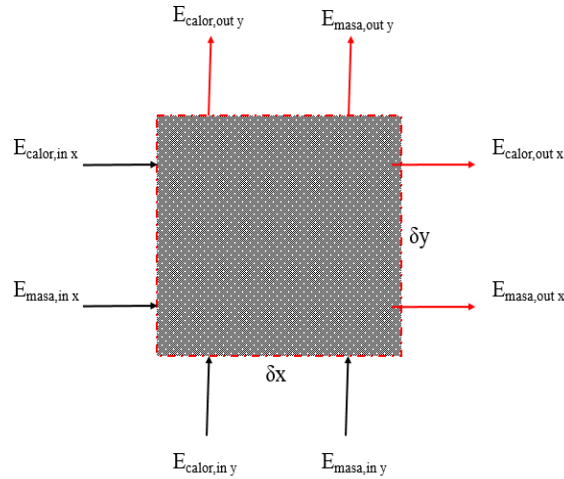


Figura 2.9: Transferencia de energía por flujo de masa y calor

Como resultado de efectuar el análisis de la transferencia de calor en el volumen de control se establece que la ecuación de la conservación de la energía queda definida por la ecuación (2.28)

$$\rho C_p \frac{DT}{Dt} + p(\nabla \cdot \vec{V}) = \nabla \cdot (\kappa \nabla T) + \mu \Phi \quad (2.28)$$

donde  $(\Phi)$  es la disipación viscosa y esta dada como:

$$\Phi = 2 \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2$$

### 2.3.2 MÉTODOS NUMÉRICOS APLICADOS A LA SOLUCIÓN DEL MÉTODO DE VOLÚMENES FINITOS

Para la resolución numérica de las ecuaciones existen diversos métodos para la discretización de las ecuaciones del problema entre los cuales se encuentran el método de diferencias finitas, volúmenes finitos y elementos finitos; el uso de cada uno de ellos varia la exactitud en la solución numérica, y en la complejidad del problema.

#### **Método de diferencias finitas (MDF)**

Este método permite la resolución de las ecuaciones diferenciales en derivadas parciales. Tiene como base la construcción de una malla de una manera estructurada, donde los nodos de la misma, un espacio  $n$  dimensional, están localizados en las intersecciones de  $n$  grupos de líneas rectas. Consiste en el reemplazo de las derivadas continuas de la ecuación diferencial por las expresiones equivalentes en diferencias finitas, y la resolución del sistema de ecuaciones que queda planteado como consecuencia de la anterior sustitución. Cabe mencionar que el MDF es el método más simple para aplicar, particularmente para mallas con una geometría uniforme, sin embargo para geometrías irregulares ofrece soluciones poco exactas.

#### **Método de volúmenes finitos**

Este método emplea de manera directa las ecuaciones de gobierno en su forma integral; el método discretiza las ecuaciones en cada uno de los poliedros del dominio, en los que previamente se realiza una discretización espacial. La primordial ventaja de este método es que la discretización espacial se lleva directamente en el espacio físico del problema, de manera que el centroide de cada volumen representa un nodo, donde a través del uso de interpolación se logra expresar el valor de la variable en

la superficie del volumen de control en términos del valor del nodo local.

### Método de los elementos finitos

Este método se emplea para la resolución de las ecuaciones Euler/Navier-Stokes. Principalmente es utilizado para elementos no estructurados tales como elementos triangulares en modelos  $2 - D$  o elementos tetraédricos para modelos  $3 - D$ . La principal ventaja de este método es su versatilidad para la solución de geometrías complejas, sin embargo carece de soluciones eficientes.

### 2.3.3 DISCRETIZACIÓN

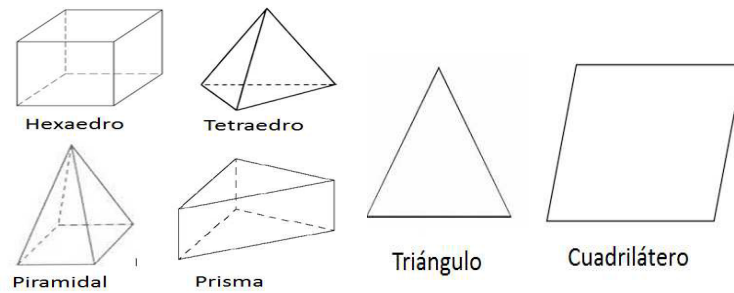
El primer paso para la aplicación de CFD consiste en la *discretización espacial* del dominio para posteriormente efectuar la aproximación numérica de los flujos convectivos y difusivos, así como también de las fuentes. Como anteriormente mencionamos existen diversos métodos para la discretización de un problema, todos los métodos que se mencionaron previamente requieren de una previa discretización espacial (geométrica) para posteriormente efectuar la discretización de las ecuaciones que gobiernan el problema. Clasificando la discretización espacial existen dos grupos los cuales llevan por nombre, mallado estructurado y mallado no estructurado.

En el caso de los mallados estructurados cada punto de la malla está identificado por los índices  $(i, j, k)$  en coordenadas cartesianas. Las celdas de la malla son cuadriláteros para el caso en  $2 - D$  y hexaedros para el caso  $3 - D$ , cabe destacar que la principal ventaja de este tipo de malla reside en la ordenación de los elementos en memoria, ya que de esta forma, el acceso a las celdas vecinas sin duda alguna resulta más rápido y fácil, sin más que sumar o restar un número al valor índice correspondiente.

En cuanto a las mallas no estructuradas ofrecen gran flexibilidad en el tratamiento de geometrías complejas, su principal ventaja es la creación de elementos triangulares ( $2 - D$ ) o tetraedros ( $3 - D$ ), estos son capaces de generarse automá-

ticamente independientemente de la complejidad del dominio. La principal ventaja de este tipo de malla es un menor tiempo de cómputo.

La discretización espacial del dominio computacional se puede llevar a cabo con diversas geometrías tales son como tetraedros, hexaedros, prismas para el caso de un modelo  $3D$  y para un modelo  $2D$  se compone principalmente de elementos triangulares o cuadriláteros. En la Figura 2.10 se aprecia de manera gráfica cada uno de estos elementos.



(a) Elementos para modelo 3D    (b) Elementos para modelo 2D

Figura 2.10: Elementos utilizados para la discretización espacial

La importancia de tener un mallado estructurado o no estructurado se refleja en el tiempo de computo requerido para efectuar la solución del problema, asimismo, la calidad del mallado se ve involucrada en la solución del problema, de manera que la calidad del mallado puede ser evaluada por medio de diversas métricas tales como el *Skewness* o la *ortogonalidad*, donde esta última representa la cercanía hacia elementos idealmente equiláteros (elementos triangulares o cuadrados). En cuanto a la medición de la calidad de la malla a través del *Skewness* puede ser determinado por dos métodos los cuales se pueden clasificar de la siguiente manera:

- Desviación basada en un volumen equilátero (Aplica solo en triángulos y tetraedros).
- Desviación de un ángulo normal equilátero (Aplica para cualquier geometría).

## 2.3.3.1 DESVIACIÓN BASADA EN UN VOLUMEN EQUILÁTERO

Este método se basa en el tamaño de las aristas de un tetraedro en donde si las aristas son iguales forman un tetraedro ideal, sin embargo, al cambiar el tamaño de alguna de sus aristas provoca una desviación respecto al tetraedro ideal. Esta desviación puede ser calculada con la ecuación (2.29) :

$$Skewness = \frac{\text{Óptima longitud de arista} - \text{longitud de arista}}{\text{Óptima longitud de arista}} \quad (2.29)$$

## 2.3.3.2 DESVIACIÓN DE UN ÁNGULO NORMAL EQUILÁTERO

Este método del cálculo del Skewness está basado en los ángulos de las geometrías, donde el ángulo ideal depende de cada geometría, por ejemplo para el caso del triángulo es de  $60^\circ$ , mientras que para cuadrados es de  $90^\circ$ , de manera que la desviación respecto al ángulo ideal se calcula con la ecuación (2.30) :

$$Skewness = \frac{\text{Óptima longitud de arista} - \text{longitud de arista}}{\text{Óptima longitud de arista}} \quad (2.30)$$

De acuerdo con el resultado de la ecuación anterior, se cuantifica la calidad de la malla, de manera que se puede utilizar la Tabla 2.3.3.2, para conocer la calidad de la malla.

Tabla 2.1: Tabla de calidad de malla

Desviación ortogonal	Calidad de la malla
1	Degenerada
0.9-1	Mala
0.75-0.9	Pobre
0.5-0.75	Razonable
0.25-0.5	Buena
0-0.25	Excelente
0	Equilátera

La aproximación a la unidad representa una calidad de malla pésima, lo cuál indica una mala comunicación de datos de un elemento a otro, mientras que la aproximación a 0, indica una transferencia de datos confiables ente un elemento y otro.

## 2.3.4 MÉTODOS DE SOLUCIÓN COMPUTACIONAL

### 2.3.4.1 MÉTODO SIMPLE

El método SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations), soluciona las ecuaciones de Navier-Stokes y la ecuación de continuidad para la obtención de los campos de velocidades, con base en la suposición de un campo de presiones, para posteriormente utilizar ecuaciones de corrección para la solución de los campos de velocidad y presión, efectuando la solución de las ecuaciones de manera iterativa hasta lograr la convergencia del problema. Este algoritmo se ejecuta bajo el régimen de una secuencia de operaciones, tal y como se describe a continuación:

1. Suponer un campo de presiones
2. Solucionar las ecuaciones de momentum para la determinación del campo de velocidades con base en el campo de presiones supuestas.
3. Calcular la presión corregida sumando la corrección de la presión a la presión supuesta anteriormente.
4. Calcular nuevamente el campo de velocidades de sus valores iniciales utilizando las fórmulas de la corrección de las velocidades.
5. Solucionar las ecuaciones discretizadas para los demás parámetros (temperatura, concentración y cantidades turbulentas); si la influencia de estas propiedades sobre el flujo, es despreciable, se recomienda calcularlas posteriormente de la convergencia de la solución de la velocidad.

6. Considerar la presión corregida como la nueva presión supuesta, de tal manera que se lleve a cabo un ciclo iterativo de los pasos anteriores hasta lograr la convergencia.

### 2.3.5 MÉTODO UPWIND

Este esquema es utilizado para la evaluación de los términos convectivos, mismo que consiste en aproximar la propiedad ( $\phi$ ) en una cara del volumen de control por la propiedad del nodo corriente arriba. Debido a que se considera el valor del nodo central y del nodo corriente arriba, se genera un truncamiento de la serie de Taylor del primer orden. Cuando se toma en cuenta el valor del nodo central y los dos nodos siguientes corriente arriba se genera un truncamiento de segundo orden en la serie de Taylor, al cual se le conoce comúnmente como **UPWIND** de segundo orden. Se debe tomar en consideración que el uso de este método es aplicable en el caso de tener flujos difusivos pequeños o corrientes convectivas muy grandes. La principal ventaja del uso de este esquema es la obtención de resultados más precisos al solucionar las propiedades de los flujos convectivos, sin embargo, puede llegar a ser inestable debido a que las propiedades en las fronteras pueden presentar valores negativos [29].

### 2.3.6 MODELOS DE RADIACIÓN

La radiación es aquella energía emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas de manera que este tipo de energía no requiere de la presencia de un medio para la transferencia de energía.

Se sabe que los gases pueden absorber y emitir radiación térmica dependiendo de la temperatura y de la longitud de onda, de tal manera que la intensidad de la radiación se obtiene realizando un balance de energía radiada a lo largo de una

dirección ( $s$ ). El balance se obtiene sumando las contribuciones correspondientes a la emisión, absorción, dispersión entrante o saliente en la dirección ( $s$ ), quedando expresado tal y como se muestra en la ecuación 2.31.

$$\underbrace{\frac{\partial I_\lambda}{\partial s}}_{\text{Cambio de intensidad radiativa}} = \underbrace{\varepsilon \cdot I_{b\lambda}}_{\text{Emision}} - \underbrace{(k_a + k_s) \cdot I_\lambda}_{\text{absorción y dispersión in y out}} + \underbrace{\frac{k_s}{4\pi} \int_{4\pi} I_\lambda(\hat{s}_i) \cdot \Phi_\lambda(\hat{s}_i, \hat{s}) \cdot d\Omega_i}_{\text{dispersión saliente en dirección s}} \quad (2.31)$$

donde  $k_a$  -es el coeficiente de absorción espectral,  $k_s$  es el coeficiente de dispersión,  $\varepsilon$  es la emisividad espectral;  $I_{b\lambda}$  - es la función de Planck, la cual describe la intensidad de irradiación de cuerpo negro;  $I_\lambda$  - intensidad de la radiación espectral que depende de la posición ( $r$ ) y dirección ( $s$ );  $\Phi$  - función dispersión de fase;  $\Omega$  - ángulo sólido.

Para la resolución de la ecuación de la radiación existen diversos modelos computacionales, los cuales brindan soluciones aproximadas. Los modelos más utilizados son:

1. Modelo Rooseland.
2. Modelo P1( Modelo de Gibb's o modelo de armónicos esféricos).
3. Modelo de Transferencia Ordenadas Discretas (Modelo Shah)
4. Surface to Surface

El uso de cada uno de los modelos depende de la aplicación de estudio. A continuación se hace una breve descripción de cada uno de los modelos así como también se da a conocer sus respectivas ventajas y limitaciones [13].

### Modelo P1

Este modelo de radiación es el más simple de todos del caso P-N (Systems to diffusive-type simplified). A través de éste se modela la radiación gris. Para el cálculo del flujo de calor por radiación emplea los coeficientes de absorción ( $a$ ), dispersión ( $\sigma_s$ ), de la



radiación incidente ( $G$ ) y de un coeficiente de función de fase, tal y como se muestra en la ecuación (2.34).

donde:

$$q_r = -\frac{1}{3(a + \sigma_s) - C\sigma_s} \nabla G \quad (2.32)$$

$$\text{donde } \frac{1}{3(a + \sigma_s) - C\sigma_s} = \Gamma \quad (2.33)$$

$$q_r = -\Gamma \nabla G \quad (2.34)$$

La ecuación de transporte para  $G$  es 2.35 [14]

$$\nabla \cdot (\Gamma \nabla G) - aG + 4an^2\sigma T^4 = S_G \quad (2.35)$$

Para obtener el término fuente para la ecuación de energía es necesario acoplar las ecuaciones (2.34) y (2.35), dando como resultado la ecuación (2.36).

$$aG - 4an^2\sigma T^4 = -\nabla \cdot q_r \quad (2.36)$$

Una de las principales ventajas del uso de este modelo es la obtención de la solución de transferencia de calor por radiación con una baja demanda de computo. Cabe mencionar que este modelo trabaja de manera razonable para aplicaciones donde el espesor óptico es grande, tal y como lo es en la combustión. Las principales limitaciones del modelo son que supone todas las superficies como difusas, pierde precisión si el espesor óptico es pequeño, además de tender a sobre predecir el flujo de calor en las fuentes de calor localizadas.

### Modelo Rooseland

Este modelo de radiación se emplea al modelar un medio opaco o grisáceo, además de ser válido sólo para un medio ópticamente grueso,  $(a + \sigma_s)L \gg 1$ , lo cual provoca que la energía radiante emitida desde otros lugares del dominio se absorba rápidamente de manera que no tienen influencia alguna en el transporte de energía local, lo cual implica que en las paredes no es válida este tipo de aproximación. Este modelo de radiación se considera como una derivación del modelo P1, puesto que se

emplea la ecuación (2.34) para la aproximación del flujo de calor por radiación en un vector en un medio opaco, sin embargo, el modelo de Rosseland supone la intensidad como la proveniente de un cuerpo negro a la temperatura del aire. El modelo P1 calcula una ecuación de transporte para  $G$ ; por lo tanto  $G = 4\sigma n^2 T^4$ . Al sustituir la expresión anterior en la ecuación (2.34) da como resultado la ecuación (2.37) [14]:

$$q_r = -16\sigma\Gamma n^2 T^3 \nabla T \quad (2.37)$$

Las principal ventaja del uso de este modelo es que no requiere de condiciones de contorno, ya que las superficies se tratan como cuerpos negros.

### Modelo de Ordenadas Discretas(DO)

Para este modelo de radiación se soluciona la ecuación de transferencia de calor por radiación (RTE) para un número finito de ángulos sólidos discretos, cada uno asociado a una dirección vectorial fija en el sistema cartesiano global. Se considera que es el modelo de radiación más completo, ya que permite modelar tanto medios grisáceos como medios transparentes, además de suponer que toda la radiación que se desprende de la superficie dentro de un determinado rango de ángulos sólidos pueden ser aproximados por un solo rayo utilizando la técnica de trazado de rayos para integrar la intensidad a lo largo de cada rayo, de manera que al considerar la ecuación de transferencia de calor (RTE) en una dirección, se expresa, tal y como se muestra en la ecuación 2.38 [14].

$$\nabla \cdot (I(\vec{r}, \vec{s})\vec{s}) + (a + \sigma_s)I(\vec{r}, \vec{s}) = an^2 \frac{\sigma T^4}{\phi} + \frac{\sigma_s}{4\phi} \int_0^{4\phi} I(\vec{r}, \vec{s}')\Phi(\vec{s} \cdot \vec{s}')\delta\Omega' \quad (2.38)$$

Este modelo también permite modelar sin la consideración de radiación gris (opaca) utilizando la banda de grises, en la cual se definen los rangos de longitud de onda, de manera que al hacer uso de la ecuación RTE para el cálculo de flujo de calor por radiación se utiliza la intensidad espectral  $I_\lambda(\vec{r}, \vec{s})$ . Reescribiendo la ecuación (2.38) con el término de intensidad espectral la ecuación quedaría de la siguiente manera [14]:

$$\nabla \cdot (I_\lambda(\vec{r}, \vec{s})\vec{s}) + (a_\lambda + \sigma_s)I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) = a_\lambda n^2 I_{b\lambda} \frac{\sigma T^4}{\phi} + \frac{\sigma_s}{4\phi} \int_0^{4\phi} I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}')\Phi(\vec{s} \cdot \vec{s}')\delta\Omega'$$

donde:

$\lambda$ :longitud de onda

$a_\lambda$ :coeficiente de absorción espectral

$I_{b\lambda}$ :Intensidad en un cuerpo negro

Cabe mencionar que este modelo cuenta con ciertas limitaciones como la solución de problemas con un número grande de ordenadas lo cual se convierte en una mayor demanda de computo.

### **Surface to Surface**

Este modelo de radiación es comúnmente utilizado para el modelado del intercambio de energía de recintos donde las superficies de éste son superficies difusas, en aplicaciones como sistemas de colectores solares o sistemas de rechazo de calor para naves espaciales. Para el modelado de la radiación se supone que todas las superficies son difusas, además de suponer que no hay ningún medio de por medio para el intercambio de energía; sin embargo, su principal suposición es que cualquier absorción, emisión o dispersión de radiación puede ser ignorada; por lo tanto, solo se debe considerar la radiación de "superficie a superficie" para el modelado de la misma, donde el intercambio de energía entre superficies depende del tamaño, separación y distancia de las mismas. Cabe mencionar que existen diversas limitaciones del modelo como el incremento del requerimiento de memoria y almacenamiento a medida que aumentan el número de superficies.

## **2.4 DISEÑO DE EXPERIMENTOS**

El diseño de experimentos es la aplicación del método científico para generar conocimiento acerca de un sistema o proceso, por medio de pruebas planteadas adecuadamente. El uso de un diseño de experimentos se considera como una herramienta fundamental para el campo ingenieril, ya que permite la correcta recolección

de datos los cuales pueden ser analizados con método estadísticos que conlleven a conclusiones válidas y objetivas [27]. Para el desarrollo de un adecuado diseño de experimentos es necesario seguir una secuencia de etapas, tal y como se ilustra en la Figura 2.11.

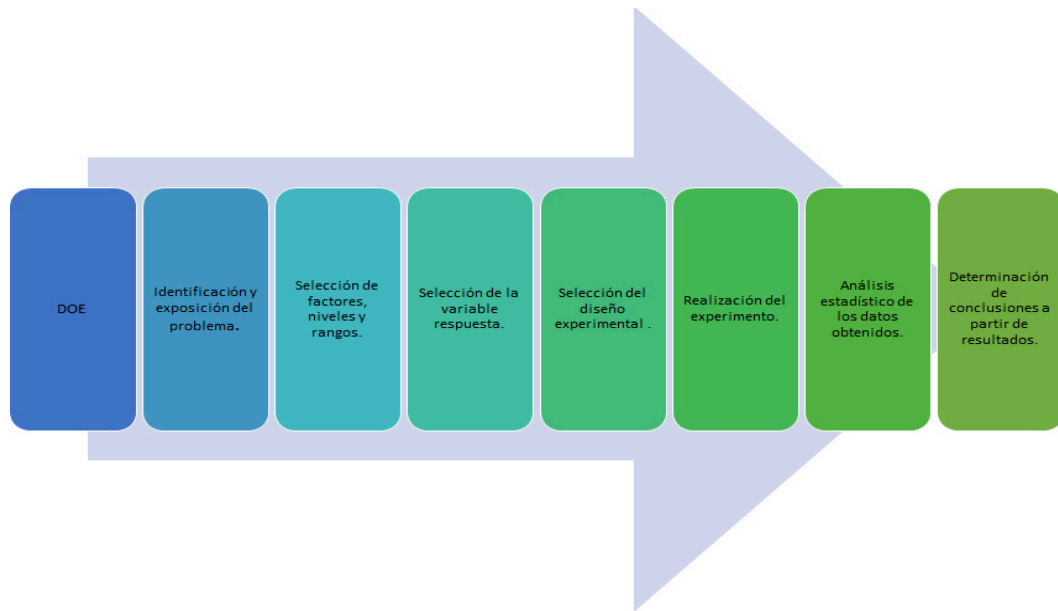


Figura 2.11: Etapas de un diseño de experimentos.

#### 2.4.1 DISEÑO FACTORIAL

Para el diseño de experimentos la técnica más común es el diseño factorial, cuyo objetivo es estudiar el efecto de varios factores sobre una o varias respuestas. Los factores pueden ser de tipo cualitativo o de tipo cuantitativo, para estudiar la influencia de un factor sobre la variable respuesta, es necesario al menos dos niveles de prueba para cada factor a investigar. A partir de la selección de los factores y niveles es posible formar una matriz de diseño en la cual contiene todas las posibles combinaciones de los niveles de los factores [27]. El diseño factorial más simple es el diseño factorial de dos factores y dos niveles en donde los factores se representan por la letra "k", de manera que el diseño factorial queda expresado tal y como lo

muestra la ecuación 2.39.

$$2^k = \underbrace{2^2}_{\text{Diseño factorial con 2 factores y dos niveles}} \quad (2.39)$$

Una de las principales ventajas del uso de este diseño es la eficiencia, ya que estos permiten la correcta estimación de los efectos de un factor con varios niveles para los factores restantes, produciendo conclusiones válidas para un rango de condiciones experimentales [15].

### 2.4.2 DISEÑO FACTORIAL CON NIVELES MIXTOS

De manera indiscutible los diseños factoriales de dos niveles deberían ser la piedra angular de la experimentación industrial para el desarrollo de productos y procesos, sin embargo, en ocasiones es necesario utilizar factores con más de dos niveles. Para estos casos particulares se utilizan diseños factoriales con niveles mixtos, los cuales permiten tener factores con niveles diferentes por lo general estos casos se dan cuando se encuentran presentes factores cualitativos en el experimento.

## 2.5 MARCO DE REFERENCIA

En esta sección se dan a conocer de manera panorámica las investigaciones realizadas por diversos autores los cuales abordan la problemática de estudio desde diferentes enfoques con el fin de conocer de manera general los avances generados acerca del tema de estudio.

J.P Meyer [25] desarrolló la arquitectura de flujo tridimensional de canales de refrigeración conjugados con condiciones de convección forzada y generación de calor interna dentro de un sólido. Se analizaron dos geometrías en específico, un triángulo equilátero y un triángulo isósceles (Ver Figura 2.12 ). Estas consideraciones fueron optimizadas de tal manera que el pico de temperatura generado por la fuente de

calor fuera minimizado. Además se analizaron geometrías de estudio con el fin de observar los efectos de los parámetros geométricos como el diámetro hidráulico, el volumen del elemento y el canal. Como resultado del estudio se determinó que ambas configuraciones eran óptimas para la reducción de la temperatura máxima.

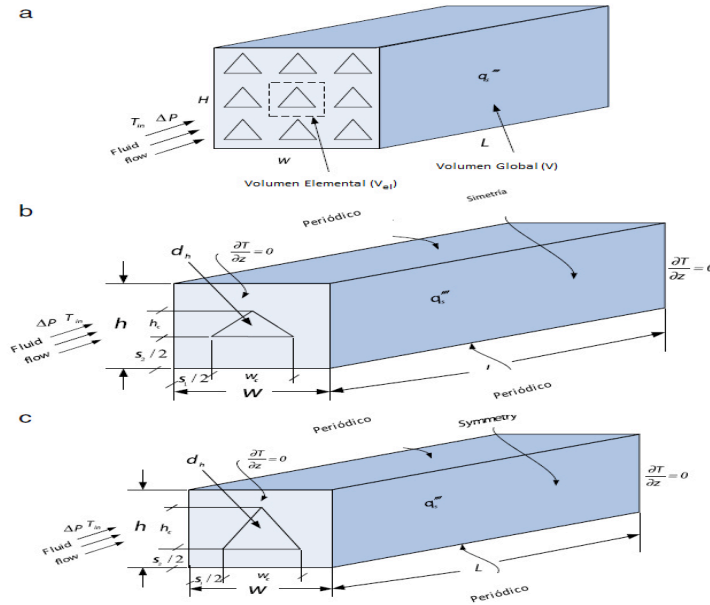


Figura 2.12: Configuraciones de estudio, [25].

Ali S. [3] estudió el fenómeno de convección natural en transición dentro de un canal inclinado de paredes paralelas, también evaluó los efectos del ángulo de inclinación y anchura del canal. Las condiciones que se consideraron para el estudio fueron, la pared superior ser mantiene isotérmica a una temperatura de  $70^{\circ}\text{C}$ , y paralela a ella una pared adiabática y con una temperatura del aire de  $15^{\circ}\text{C}$ . Los ángulos de inclinación del estudio fueron  $0^{\circ}$ ,  $10^{\circ}$ ,  $30^{\circ}$ ,  $50^{\circ}$ ,  $70^{\circ}$ ,  $80^{\circ}$ , y  $85^{\circ}$ . Las variables que se pretendieron analizar fueron la velocidad, energía cinética, transferencia de calor local y la distribución de temperaturas. Como resultado del análisis se observó que la temperatura de salida se incrementaba al reducir gradualmente el espesor del canal; para el caso de la transferencia de calor se observó una disminución al aumentar el grado de inclinación del canal. Para visualizar de manera gráfica los resultados anteriores, se presenta en la Figura 2.13 .

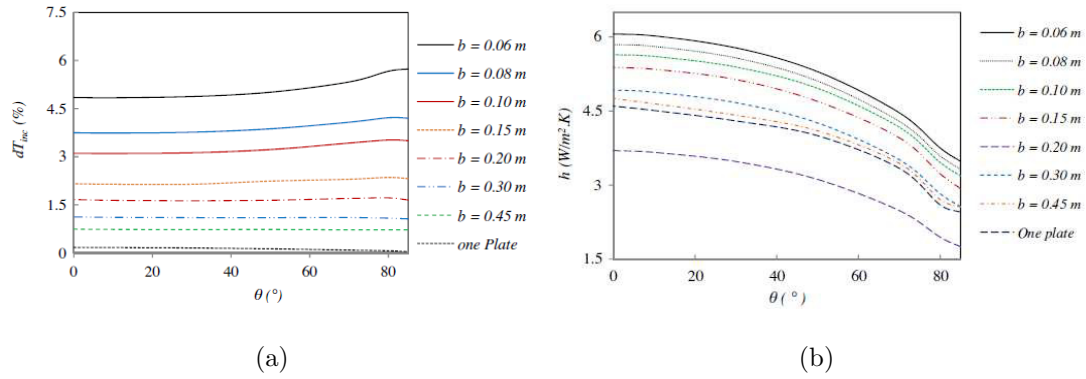


Figura 2.13: a) Efecto del ángulo de inclinación y del ancho del canal sobre la temperatura de salida promedio normalizada a  $T_a = 15^{\circ}\text{C}$ . b) Efecto del ancho del canal y el ángulo de inclinación sobre la transferencia de calor. Perfiles de temperatura y de la variación del coeficiente de transferencia de calor respecto al ancho del canal, [3].

En otro trabajo presentado por Ali S. [2], se estudió el efecto de la anchura y temperatura de un canal vertical paralelo en condiciones de transición de la capa límite térmica. Con fines comparativos el autor utilizó el modelo utilizado por Yilmaz y Fraser; dicho modelo se muestra en la Figura 2.14.

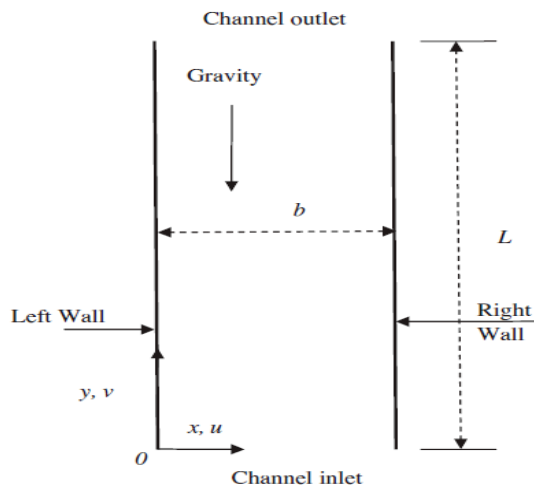


Figura 2.14: Canal de placa paralela vertical, [2].

Tal y como se aprecia en la ilustración 2.14 el canal está conformado por

dos placas, una de ellas es mantenida en condiciones isotérmicas (pared del lado izquierdo) mientras que la otra se considera adiabática (pared del lado derecho), ambas separadas por una distancia  $b$ . Para visualizar los efectos provocados por la variación de anchura y temperatura el autor estableció los intervalos de estos mismos los cuales se tomaron entre 0.04 m y 0.45 m para la anchura del canal, y de 50 a 100 °C para la temperatura de la placa. Cabe destacar que el autor efectuó dicho análisis con los diversos modelos de turbulencia entre los que destacan el modelo Standard, RNG y Realizable; este último demostró el mejor desempeño para modelar el fenómeno de estudio. De acuerdo a los resultado obtenidos por el autor, se determinó que el incremento de la temperatura de la placa provoca una transición temprana del flujo; la reducción del canal reflejó un crecimiento de la energía cinética en el lado adiabático del canal.

N. Onur [28] estudió de manera experimental la transferencia de calor por convección natural a través de placas inclinadas. Su experimento consistía en calentar una placa rectangular de manera isotérmica, y paralela a ella, otra placa de cobre aislada adiabáticamente sin calentamiento, ambas placas se encuentran separadas por una distancia  $s$ , en donde el objetivo del estudio era observar los efectos de la variación de la distancia  $s$ , y del grado de inclinación sobre la transferencia de calor por convección natural en placas paralelas. En la Figura 2.15 se puede apreciar de manera ilustrativa el modelo estudiado por el autor. Las variables de control fueron la inclinación del canal ( 0°, 30° y 45°) y la separación entre placas (4 mm, 6 mm, 10 mm, 14 mm y 25 mm). Como resultado del estudio realizado por N. Onur, se determinó que el número de Nusselt varía al incrementar o reducir la distancia de separación  $s$ , y a su vez varía la razón de transferencia de calor.



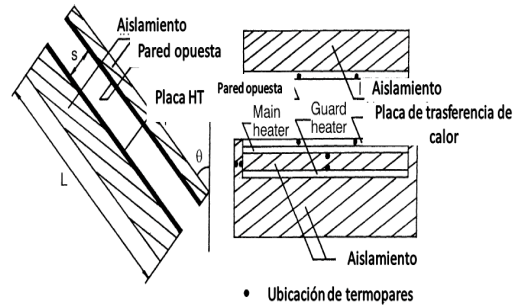


Figura 2.15: Modelo Experimental, [28]

Otro de los trabajos de gran importancia es el realizado por Ian Paul [44], quien estudió la convección natural para una placa inclinada. En dicho trabajo efectuó una extensa revisión bibliográfica de la cuál los trabajos más sobresalientes presentados fueron:

- Tautz(1943) demostró que el coeficiente de transferencia de calor en una placa inclinada en el aire es independiente del ángulo para valores menores de  $45^\circ$  desde la vertical; para valores de  $45^\circ$  a  $90^\circ$  decrece linealmente respecto al ángulo.
- Inger (1955) obtuvo los coeficientes de transferencia de calor para una placa inclinada a un flujo de calor constante, dicho coeficiente demostraba un incremento después de  $30^\circ$  y  $-60^\circ$ , respecto a la vertical.
- Enrikeev (1958) reafirmó la predicción analítica para el caso de una placa isotérmica inclinada hacia arriba, cuyo estudio demostró un máximo incremento en el coeficiente de transferencia a los  $60^\circ$  para posteriormente decrecer.

Said [33] estudió la convección natural dentro de un canal inclinado, dicha inclinación se encuentra respecto a la gravedad en un rango de  $0^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$ . Said consideró estado estacionario, flujo laminar e incompresible, además de suponer todas las propiedades termofísicas constantes, exceptuando la densidad ya que ésta se modeló bajo la aproximación de Boussinesq. Como resultado del estudio se obtuvieron los contornos de velocidad, temperatura y el número de Nusselt local, de manera que éstos fueron comparados con datos experimentales de trabajos referenciados por el autor, ver Figura 2.16. Como resultado de la investigación se determinó que la transferencia de calor se reduce al incremento del grado de inclinación del canal.

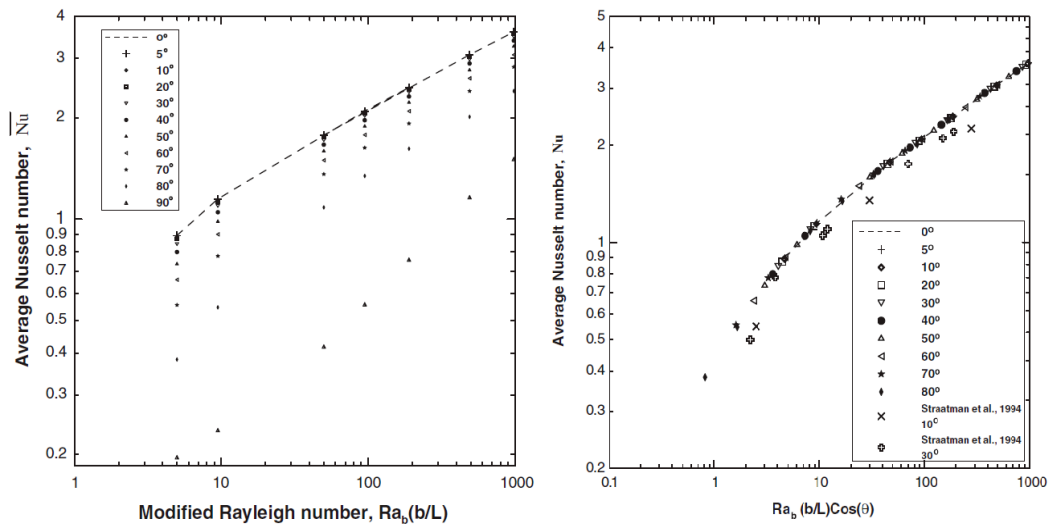


Figura 2.16: Comparativa del número de Nusselt, [33].

Soumaya [39] estudió la convección natural en un canal vertical asimétricamente calentado con una placa auxiliar adiabática bajo régimen laminar variando el número de Rayleigh, teniendo como primicia la determinación de la posición de la placa auxiliar que favorezca el flujo másico y de la transferencia de calor, manteniendo constante la relación de aspecto del canal. El autor efectuó una comparativa respecto al canal sin la placa auxiliar adiabática; para esto Soumaya determinó la variación del número de Nusselt respecto al plano perpendicular al canal. Se conclu-

yó que la mejor posición de la placa adiabática es cerca de la placa de calentamiento; teniendo una posición descentrada mejora el flujo másico en un 20 % para un número de  $Ra=10^5$ , sin embargo, esta configuración solamente es aplicable para números de Rayleigh moderados.

Prasad [42] efectuó un estudio numérico de los efectos de la convección natural en canales verticales con obstrucciones sobre las paredes internas del canal. El autor utilizó cuatro configuraciones variando la posición de la obstrucción interna del canal además de variar la relación de aspecto del canal, para determinar la mejor configuración que provoca una mayor transferencia de calor por convección. Prasad determinó los números adimensionales de  $Ra$  y  $Nu$  comparándolos respecto a un canal libre. Como resultado del estudio se determinó que el uso de obstrucciones internas en un canal provoca un decrecimiento en la transferencia de calor por convección debido a la existencia de corrientes recirculantes en las partes superior e inferior de la obstrucción interna del canal, además de demostrar que el incremento del número de Nusselt también se ve afectado con la variación de la relación de aspecto, lo anteriormente mencionado se aprecia de manera gráfica en la Figura 2.17.

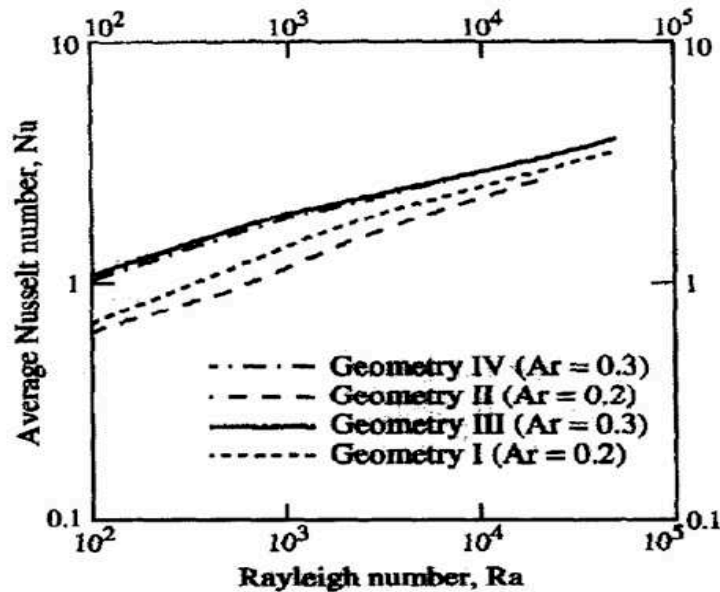


Figura 2.17: Comparativa del número de Nusselt vs  $Ra$ , [42].

R.K. Sahoo [32] realizó una investigación numérica de la convección natural en canales divergentes, cuya área de la sección transversal del canal aumenta en la dirección vertical, se consideraron como fluido de trabajo el aire y el agua con sus números de Pr correspondientes. El estudio se llevó a cabo considerando que todas las propiedades de los fluidos de trabajo son constantes, exceptuando la densidad de estos; para ésta última propiedad se utilizó la aproximación de Boussinesq. El flujo fue considerado con una variación en un intervalo del número de Rayleigh de 10 a  $4 \times 10^4$ , además de variar los grados de inclinación del canal. Los resultados obtenidos por el autor fueron comparados con resultados de la literatura de referencia, de manera que se compararon el flujo de calor y el número de Nusselt como función de Rayleigh. Como conclusión, se determinó que el uso de canales divergentes resulta favorable respecto al trabajo de referencia, sin embargo, la variación del ángulo juega un papel de vital importancia para el patrón de flujo.

Nicola Biaco [7] estudió experimentalmente los efectos provocados por la radiación en la convección natural para canales divergentes. En los ensayos experimentales realizados por el autor se evaluaron dos diferentes emisividades,  $\varepsilon = 0.90$  y  $\varepsilon = 0.1$ , además de variar la inclinación del canal para diferentes ángulos; el flujo se consideró como régimen laminar con un número de Rayleigh de  $5 \times 10^8$ . Los resultados obtenidos por el autor fueron comparados con literatura de referencia. Como resultado del estudio experimental de Biaco, se observó que los efectos de la radiación son más predominantes para ángulos de convergencia grandes, la presencia de corrientes recirculantes en la salida del canal, las cuales se logran eliminar al incrementar la distancia de separación del canal.

En el trabajo presentado por E.M. Sparrow [37], se estudió experimentalmente la convección natural en canales divergentes utilizando como fluido de trabajo agua. Se tuvo como objetivo principal la evaluación de la transferencia de calor. Los parámetros que se tuvieron en consideración para llevar a cabo la prueba fueron la variación del ángulo de divergencia, el número de Rayleigh (Ra) y la relación de aspecto (S/L), en donde los ángulos estudiados fueron 5, 10, y 90°; para la relación

de aspecto se tomaron valores de 11.4 y 22.9, el número de Rayleigh, se basó en el espaciado entre placas. Para la visualización del flujo se utilizó una técnica electroquímica con la que se aprovecho el cambio del ph de la sustancia indicadora. Como resultado del estudio, se desarrolló una correlación universal para la determinación del número de Nusselt en canales convergentes y divergentes. Además de obtener resultados cercanos a un estudio numérico de referencia.

Witold [20] desarrolló un método con la cámara infrarroja para el estudio de la transferencia de calor por convección, en el cual hace uso de una malla plástica (plastic mesh) como medio para la obtención de la distribución de la temperatura interna del canal. De esta manera el método permite la lectura de datos numéricos, además de poder determinar el calentamiento local. El autor efectuó una validación experimental utilizando éste método en un canal vertical, debido a que este tipo de canal ya ha sido muy bien estudiado. Como resultado de la aplicación del método se obtuvieron de manera precisa los gradientes de temperatura del canal, así como el coeficiente de transferencia de calor por convección.

En otro trabajo realizado por Witold [19], se evaluó la transferencia de calor por convección en un canal vertical con calentamiento simétrico utilizando el método de medición con la cámara infrarroja. Se obtuvieron resultados consistentes de la distribución local de los coeficientes de transferencia de calor, y de la obtención de las isotermas de las paredes verticales.

### 2.5.1 ANTECEDENTES DE TRASFERENCIA DE CALOR CONJUGADA

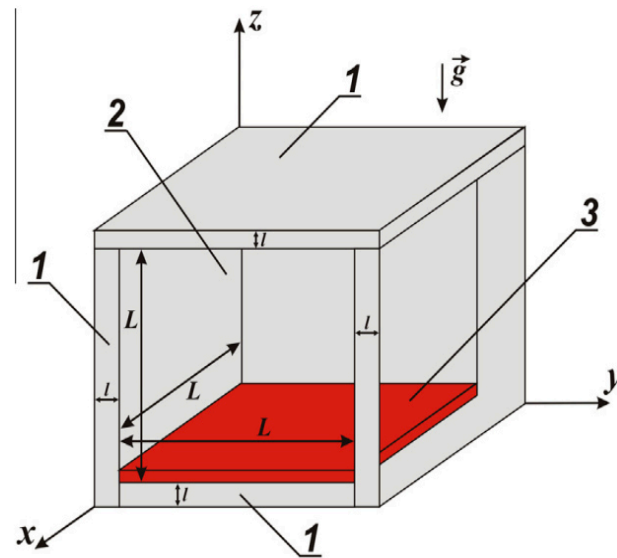
Se puede encontrar diversa literatura acerca del estudio de este fenómeno, varios autores efectúan sus análisis en cavidades cuadradas. A partir de estos se determinan los parámetros que intervienen en la transferencia de calor como el número de Nusselt, el número de Rayleigh, entre otros más.

J. Serrano-Arellano [36] estudió el efecto de transferencia de calor conjugada (convección natural-radiación) en una cavidad cuadrada llena con mezcla de aire y dióxido de carbono, su análisis fue efectuado bajo los regímenes de flujo laminar y de flujo turbulento. Como resultado del análisis se determinó que para números bajos de Rayleigh, la transferencia de masa cambia la distribución de la temperatura al extender los valores de temperatura más alta a las zonas superior e inferior, debido a un transporte convectivo más intenso. Para números de Rayleigh más altos, la transferencia de masa aumenta la estratificación térmica y causa diferencias de temperatura máximas y mínimas de 5 y  $10^{\circ}C$ , con respecto al problema de radiación de convección, J. Serrano Arellano observó que el número de Nusselt se incrementó de manera significativa, sin embargo, disminuye al aumentar el número de Rayleigh.

Chaloei [46] se dio a la tarea de realizar una extensa revisión bibliográfica la cual fue enfocada a los parámetros que se ven involucrados en el análisis de transferencia de calor conjugada para un refrigerador doméstico. Entre los trabajos revisados por Chaloei se encuentran estudios de la convección natural en recintos cuadrados, así como el estudio del efecto de la radiación sobre el incremento de la transferencia de calor como función de la emisividad y la distribución de temperaturas de las paredes del recinto, cuyo análisis fue de mucha utilidad debido a que Balaji y Venkateshan realizaron una correlación entre estos parámetros. Por otra parte, Chaloei enfatizó la relevancia del número de Nusselt y de Rayleigh para el análisis de la convección natural, sustentado la importancia de estos dos números adimensionales con estudios previamente realizados por otros autores. El autor planteó tres escenarios de análisis los cuales consistieron en analizar el refrigerador vacío, el segundo escenario fue analizar el refrigerador con las parrillas, y por último se analizó el refrigerador con carga de comida. Para cada escenario se efectuó el análisis de transferencia de calor no considerando el efecto de la radiación sobre la transferencia de calor. Las soluciones de las ecuaciones en estado transitorio fueron efectuadas por medio del código de simulación OpenCFD. Como resultado del análisis efectuado se determinó que la radiación afecta el comportamiento de la distribución de temperaturas y las

corrientes convectivas existentes internamente. Además, se analizó el efecto de las estructuras internas sobre la distribución de temperaturas, campo de velocidad y sobre las pérdidas de calor.

En otro trabajo realizado por Semen G. [23], se efectuó un análisis numérico de la convección natural y la radiación térmica superficial en una cavidad cúbica con paredes sólidas conductoras de calor de espesor finito, con una fuente de calor localizada en la parte inferior de la cavidad, la cual se considera bajo condiciones de intercambio de calor con el ambiente. En la Figura 2.18 se puede visualizar de manera gráfica el modelo de estudio. El estudio fue realizado con el fin de observar los efectos de diversos parámetros como el número de Rayleigh, la emisividad de las paredes sólidas, la conductividad térmica, y el tiempo adimensional sobre los perfiles de velocidad y temperatura. Como resultado del estudio se determinó que el número de Nusselt convectivo promedio es una función creciente del número de Rayleigh y de la conductividad térmica. Mientras tanto el número de Nusselt radiativo es una función creciente de todos los parámetros considerados.



Dominio de interés: 1-Paredes conductoras de calor, 2- Aire, 3- Fuente de calor.

Figura 2.18: Modelo 3d, [23].

En los diversos trabajos presentados por G. Lorenzini [22] se efectúa una evaluación numérica con el fin de optimizar la transferencia de calor de un conjunto de configuraciones geométricas tales como una T, H, I, Y, entre otras, ya que con la optimización de éstas se logra evitar puntos calientes. El autor nombra a cada extremidad de cada geometría como grados de libertad los cuales se sometieron a análisis variando los parámetros de estudio entre ellos, la relación de aspecto, la diferencia de temperaturas, la longitud y espesor de los grados de libertad.

En el estudio realizado por Fabrizio Ascione [4] se presenta una comparativa de las diferentes metodologías para la evaluación de los puentes térmicos, entre los que destacan el cálculo numérico de los valores de los coeficientes, la referencia de los catálogos de puentes térmicos (previamente evaluados y listos para ser utilizados) y por último, el cálculo efectuado por un software de cómputo bajo condiciones de estado permanente, donde esta última metodología es la más exacta ya que tiene una precisión de 5 % por ciento, sin embargo, por practicidad la más utilizada actualmente es la segunda teniendo una precisión de 0 – 50 %. Con el fin de visualizar la diferencia entre cada una de las metodologías se evaluaron la demanda energética en una zona de oficina en diferentes zonas climáticas con las diversas metodologías, evaluando el recibo bajo ciertas condiciones de operación y de materiales constructivos. Como resultado del estudio se obtuvo el mejor desempeño energético con el uso de la simulación CFD, además de dejar en claro que la adecuada interpretación del comportamiento térmico en estructuras compuestas determina una menor demanda energética para el sistema.

Alfonso Comozzoli [8] efectuó un análisis de sensibilidad en los 36 puentes térmicos más comunes de los cuales para nuestro caso de estudio se seleccionaron 3, mismos que se pueden visualizar en la Figura 2.19. Para los dos primeros casos, donde las condiciones del puente térmico son esquinas cóncavas y convexas, el espesor de la pared y del aislamiento se representa con la letra S, y la conductividad del material se representa con la letra  $\lambda$ . Como resultado del análisis se determinó que las varia-



bles de impacto para las pérdidas de calor a través de puentes térmicos para estas configuraciones son la variación en el espesor del aislamiento y la conductividad térmica de la mampostería. En cuanto a la última configuración donde se encuentra una unión intermedia de una pared, se concluyó que para IF1 la variable de impacto es el espesor del aislamiento externo, en cambio para el caso IF2-IF5 la variable de impacto para el cambio de la transmitancia térmica es el espesor de la pared interna. Como producto de la investigación realizada por el autor se llega a la conclusión de que para el caso de paredes aisladas internamente y externamente, cuando el aislamiento es continuo la variable de diseño es el espesor del aislamiento, mientras que, para el caso de que sea un aislamiento interrumpido las variables de diseño que afectan la resistencia térmica son la conductividad térmica de la mampostería, del espesor del piso, techo y pared.

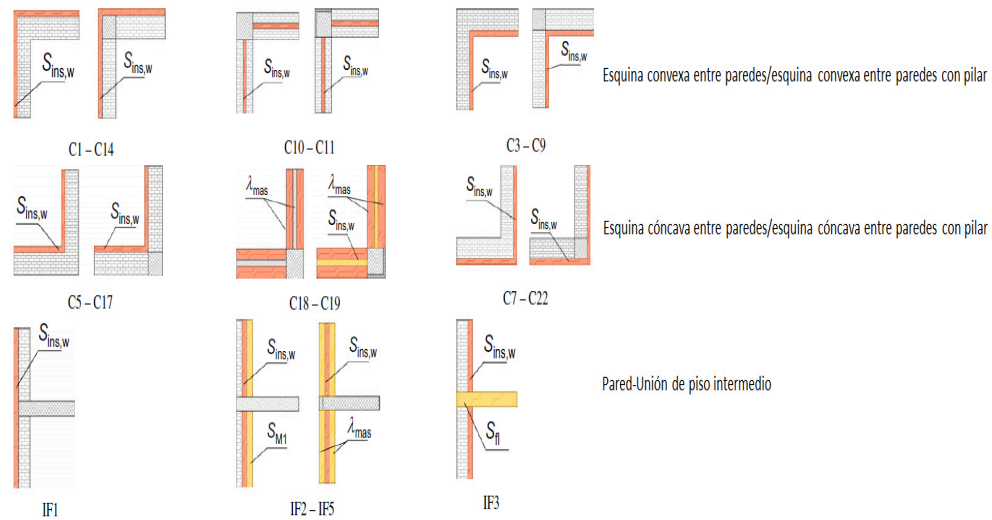


Figura 2.19: Puentes térmicos más comunes en edificaciones, [8].

### 2.5.2 MODELADO DE LA CONVECCIÓN NATURAL CONSIDERANDO LOS EFECTOS DE LA RADIACIÓN

M. Alejandra [24] analizó el comportamiento del flujo en un recinto considerando los efectos de la radiación, además de considerar fuentes de calor múltiples simulando la ocupación y equipamiento de una oficina. El autor estableció tres diferentes casos de estudio cuya diferencia entre ellos es la geometría de estudio donde para el primer caso se considera un recinto muy ancho, mientras que para el segundo caso se considera un recinto angosto, y para el tercer caso solamente se considera un recinto moderadamente ancho. Para cada uno de los casos se llevaron a cabo dos simulaciones, una de ellas sin contemplar los efectos de la radiación y otra incluyendo los efectos provocados por la radiación, misma que fue simulada con el modelo **surface to surface**. Como resultado del estudio se determinó que los efectos de la radiación afectan a la distribución de temperatura de las paredes, además de afectar el campo de flujo a lo largo de las superficies. Además, se menciona que al desprestigiar los efectos de la radiación se tiende a predecir temperaturas excesivas para las superficies calientes.

I. Zavala [45], estudió de manera numérica la convección natural en canales verticales con calentamiento asimétrico considerando los efectos de la radiación para ambas paredes del canal con un medio participante. La radiación se modeló bajo el método (DOM). El estudio presentado por el autor se enfocó principalmente en el efecto de la emisividad sobre la pared caliente, y en la anchura del canal. Como resultado de dicha investigación se observó que para una emisividad de 0.9 y una anchura de canal de 0.1 m, con dos diferentes espesores ópticos, los cuales fueron  $\tau = 0.0$  y  $\tau = 0.1$ , se obtuvo que para ambos casos los gradientes de temperatura son altos cerca de las paredes. Para el caso de un espesor óptico de  $\tau = 0.1$ , se obtuvo un incremento del flujo másico del 42 % respecto al flujo másico obtenido para el caso de un medio transparente con un espesor óptico de  $\tau = 0.0$ , sin embargo, para el flujo de calor convectivo, el caso de un espesor óptico de 0.0 obtuvo un incremento

del 10 % respecto al caso de un espesor óptico de 0.1.

Qihuan Wang [43] realizó una simulación numérica para la transferencia de calor de una torre de enfriamiento seca, cuyo objetivo principal de análisis era evaluar los efectos del flujo másico al considerar los efectos de la intensidad de radiación. Para el modelado de la radiación el autor consideró materiales semi-transparentes, de tal manera que el modelo seleccionado por el autor, para el modelado de la radiación fue el modelo (DOM). Dicho modelo es uno de los más completos para el estudio de la radiación. Como resultado del trabajo presentado por Wang se determinó que al despreciar los efectos de la radiación se sobrestima la tasa de flujo de calor de la torre de enfriamiento. Además se concluyó que la intensidad de radiación juega un papel de vital importancia para el desempeño del sistema de enfriamiento, sin embargo, otro de los factores que afectan directamente la tasa de flujo de calor es la diferencia de temperatura en el sistema.

Rajkumar et al. [31], a través de simulación numérica y de pruebas experimentales efectuó el estudio de la transferencia de calor conjugada para un elemento de generación de calor plana colocado entre dos placas verticales. Además de considerar los efectos de la radiación al variar la emisividad del elemento generador de calor, también consideró el caso de ambas placas verticales. Para cuestiones de estudio numérico el aire se consideró como un medio transparente. En cuanto a las superficies, se consideraron como medios grises y se seleccionó el método de ordenadas discretas para la solución de la radiación. Como resultado del trabajo se determinó que la interacción de la radiación superficial con la convección natural en regimen laminar se incrementa al incrementar la emisividad de las superficies; el incremento de la emisividad en las superficies aisladas para cualquier número de Rayleigh provoca un incremento del flujo másico en el canal; el desarrollo de un modelo de simulación numérico es de gran utilidad para predecir las características del flujo y de los campos de temperatura los cuales son cercanos a las observaciones experimentales.

Sarper et al. [34], a través de modelos experimentales y modelos numéricos,

estudió la convección natural en un canal vertical con calentamiento asimétrico. El objetivo del estudio fue observar los efectos de la radiación sobre las fuerzas de flotación y de la transferencia de calor. Para el trabajo se utilizó como fluido de trabajo el aire, bajo régimen laminar, se modeló estableciendo la aproximación de Boussinesq; en cuanto al modelado de la radiación se empleó el método de Surface to Surface el cual supone que las superficies son grises y difusas. Como resultado del estudio se determinó que la temperatura de la pared caliente se incrementa desde la entrada, y la temperatura decrecen a la salida del canal. Se corroboró que la radiación afecta significativamente el flujo y la transferencia de calor debido a las fuerzas de flotación.

Qasem et al. [30] mediante el uso de simulaciones numéricas estudiaron los efectos de la radiación sobre la transferencia de calor en la convección natural en un canal vertical siendo el aire el fluido de trabajo. El autor consideró el régimen de flujo como turbulento por ende empleó diversos modelos de turbulencia para el modelado del flujo. En cuanto a la radiación, se modeló con el método de Ordenadas Discretas. Como resultado del trabajo realizado por el autor se presentaron los perfiles de temperatura a lo ancho del canal, así como también los perfiles de velocidad, con y sin radiación, de manera que se demostrara la influencia de la radiación sobre las fuerzas de flotación. Resultados fueron comparados con datos experimentales de literatura de referencia.

R. Li et al. [21] realizaron estudios numéricos sobre la influencia de la radiación superficial en el flujo de aire inducido por convección natural, en canales calentados asimétricamente. Para el estudio se consideró un canal vertical con un flujo de calor constante en una de las secciones del canal, mientras que las otras se consideraron adiabáticas. Como resultado del estudio se concluyó que la radiación contribuye al aumento de la temperatura de la pared adiabática orientada hacia la sección calentada, por lo tanto, evita que se produzca un flujo descendente, además de impactar significativamente en los campos de flujo y en la transferencia de calor. También enfatizaron el uso de canales en aplicaciones como el diseño de paneles solares, edificios

energéticamente eficientes, y en sistemas de enfriamiento para equipo electrónico.

S. Das et al. [11] estudiaron la convección natural transitoria en un canal lleno con nanofluidos y en presencia de radiación térmica. El objetivo principal del estudio era examinar los efectos de la radiación térmica en un flujo convectivo inducido por convección natural en estado transitorio, de un nanofluido viscoso incompresible dentro de un canal vertical. Se consideró el régimen de flujo como laminar, y el fluido como gris absorbente- emisor de radiación, pero sin medio dispersante, y para modelar la radiación se empleó el modelo Rosseland. Como resultado del estudio se concluyó que los efectos de la radiación afectan de manera significativa en la velocidad y temperatura del fluido. Además de enfatizar el uso de nanofluidos y canales en aplicaciones como en sistemas de enfriamiento compuestos por intercambiadores de calor, celdas solares, entre otras aplicaciones eléctricas e industriales.

Kang Cao et al. estudiaron la transferencia de calor por los mecanismos de radiación y convección natural en un fluido calentado por una placa vertical. El flujo de calor por radiación se modeló mediante el uso de la aproximación de difusión de Rosseland, de manera que el propósito principal del estudio era estudiar los impactos de la radiación y de la convección natural sobre la capa límite del flujo. Como resultado del estudio se determinó que la transferencia de calor incrementa con el aumento del parámetro de radiación, sustentando la importancia de la consideración de la radiación al realizar estudios de transferencia de calor, tales como en aplicaciones de producción de cristal, fundición de cristales de óxido, entre otros.

E. M. Sparrow et al. [38] estudiaron la convección natural en un canal vertical considerando los efectos de la convección y de la radiación, se consideraron dos casos de estudio el primero de ellos se realizó sin considerar los efectos de la radiación mientras que para el segundo caso se consideraron los efectos de la radiación. Como resultado del estudio se observó que al considerar los efectos de la radiación la radiación se incrementa la transferencia de calor por convección.

### 2.5.3 ANTECEDENTES DE LAS PROPIEDADES TÉRMICAS DE LOS MATERIALES AISLANTES

Otro de los factores que afectan el análisis de la transferencia de calor conjugada es el papel que juegan los aislamientos térmicos en el sistema. Sus propiedades varían dependiendo de diferentes factores como la densidad, la conductividad térmica, capacidad de absorción, entre otros parámetros involucrados.

Alam H. [1] realizó una comparativa entre el uso de paneles de vacío y EPS con el propósito de reducir las emisiones de  $CO_2$ . En este caso es de suma importancia el parámetro de la conductividad térmica, así como también las propiedades térmicas de cada material. Además de realizar un análisis del cálculo de la conductividad térmica de un panel de vacío. Como resultado del estudio, se determinó la viabilidad económica de ambos materiales. Se concluyó que el uso de EPS tiene una tasa de retorno de inversión menor que el uso de paneles de vacío, sin embargo, los paneles de vacío sobresalían por sus excelentes propiedades térmicas.

Modarresifar [26] converge con otros investigadores en la importancia de la conductividad y para esto realizó un estudio de las diferentes metodologías tales como el método de hilo caliente, flash laser, y el calorímetro de panel con el propósito de cuantificar esta propiedad térmica de los materiales. Modarresifar se enfocó en la conductividad térmica de la fibra de vidrio, así como también en la reproducibilidad de las pruebas para este caso en específico.

Murat Koru [17] determinó la conductividad térmica de los materiales aislantes de célula cerrada en función de la temperatura y a su densidad. El autor clasificó los materiales en dos categorías, la primera son materiales de célula cerrada como por ejemplo; el EPS, XPS, PUR, ENR, PE y EVA; por otro lado se encuentran los materiales de célula abierta entre ellos la fibra de vidrio, lana de roca, fibras cerámicas entre otros. El estudio realizado fue ejecutado bajo estándares ASTM C518, EN 12667 e ISO 8301. Como resultado del estudio de la variación de la conductividad térmica se observó que en los materiales de célula cerrada se incrementa su conductividad térmica al incremento de temperatura, dichos resultados fueron comparados con la literatura referenciada en el artículo. Además se determinó que el incremento de la conductividad térmica en muestras con baja densidad era mucho más notable con el incremento de la temperatura.

S. Schiavoni [35] efectuó una revisión y una comparativa de los materiales aislantes existentes con el principal objetivo dar a conocer los sistemas de aislamiento convencional, alternativo y los sistemas de materiales avanzados, dando un panorama general de la caracterización de las propiedades de los materiales aislantes tales como la conductividad térmica, clasificación según la resistencia al fuego, entre otros parámetros. Se realizó una comparativa de las propiedades térmicas de cada uno de ellos. Como resultado del análisis comparativo, en el cual se evaluaron parámetros como la conductividad térmica, el desempeño ambiental, se obtuvo que los materiales avanzados como el VIP son los mejores aislantes térmicos desarrollados actualmente con una conductividad térmica de  $0.004 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ . En cuanto al desempeño ambiental se observó que los materiales que tuvieron mayor desempeño son materiales naturales como la piedra pómez, bandas de celulosa, fibras de kenaf, y lana de roca.

Ákos Lakatos [18] evaluó la degradación del aislamiento térmico respecto a la humedad relativa del ambiente de manera que se pueda observar la variación de la conductividad térmica. El análisis se efectuó en diferentes tipos de aislamiento como XPS, EPS, fibra de vidrio, entre otros. Cabe mencionar que los análisis fueron efectuados bajo los protocolos de los estándares ASTM C518 y ISO 8301. Como re-

sultado de dichos estudios se obtuvo que el aislamiento de XPS tiene una absorción menor respecto a los demás materiales analizados. Se presentan gráficos en donde se puede visualizar la relación de humedad relativa y los coeficientes de difusión térmica, humedad relativa vs inercia térmica. Además se identificaron los efectos positivos o negativos de la humedad sobre los aislamientos.

Paul E. Totten [40] analizó e identificó los efectos de los puentes térmicos en condiciones de interfase para edificaciones. Tomó las consideraciones típicas de interface siguientes: techo- pared, balcón-pared, entre otros más. Como resultado del análisis se determinaron los lugares en donde los puentes térmicos predominan y a partir de eso se efectuaron las recomendaciones correspondientes para la reducción del puente térmico existente.



## CAPÍTULO 3

# METODOLOGÍA Y SIMULACIÓN

---

De acuerdo con los objetivos planteados en el primer Capítulo, se pretende estudiar el comportamiento hidrodinámico del fenómeno de convección natural en canales divergentes y convergentes con calentamiento asimétrico, así como también determinar el impacto que tiene la variación del grado de inclinación y la radiación térmica en la distribución de temperatura de la superficie fría de estudio (superficie B) que forma el canal para cada uno de los casos de estudio, esto a través del software de simulación ANSYS FLUENT.

### 3.1 METODOLOGÍA DE ANÁLISIS

De manera convencional el aprovechamiento de la convección mixta en sistemas como hornos domésticos para la remoción de energía del mismo, son de suma importancia para la prevención de situaciones de riesgo tales como quemaduras. En este tipo de sistemas la convección natural es de suma importancia, puesto que debido a ella es posible reducir la cantidad de energía a remover mediante el uso de canales, sin embargo, se desconocen los efectos de la radiación térmica sobre la superficie fría que conforma el canal al variar su grado de inclinación.

Con el fin de llevar acabo esta serie de evaluaciones se planteó una metodo-

logía para la valoración de los parámetros de interés, la cual se explica de manera secuencial.

1. Determinar los ángulos de inclinación de la placa de estudio, para posteriormente analizar cada una de la posiciones.
2. Mediante simulación numérica cuantificar para cada una de las posiciones la cantidad de flujo de calor transmitido a la placa, temperatura superficial de placa, perfil de temperatura del canal, entre otros parámetros de interés.
3. Validar mediante la construcción de un modelo físico los valores numéricos de los parámetros de interés.
4. Comparar y analizar adecuadamente los datos obtenidos mediante simulación numérica y experimentación.
5. Realizar los comentarios correspondientes para cada caso de estudio planteado, y mencionar los beneficios obtenidos por el estudio.

Con el propósito de que quien lea este trabajo tenga una mejor comprensión del mismo se muestra un mapa conceptual, en el cuál se presenta la metodología correspondiente para llevar a cabo el proceso de simulación, ver Figura 3.1.

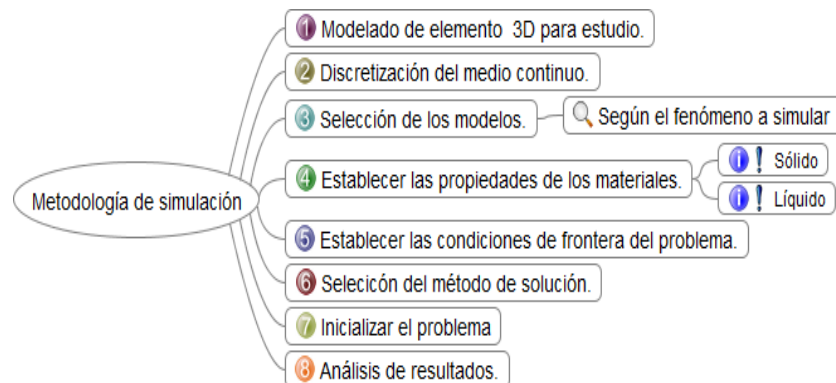


Figura 3.1: Metodología de simulación

Para la simulación numérica se tomaron algunas consideraciones para el estudio de transferencia de calor conjugada en canales, las cuales fueron:

- Se considerara el aire como fluido de trabajo, además de considerarse como un gas ideal.
- La temperatura ambiental y la diferencia de temperatura se consideraran constantes.
- La variación de los espesores de los materiales respecto a la temperatura se despreciaron para cuestiones de estudio.

Con las consideraciones anteriores se procedió a ejecutar cada una de ellas de manera secuencial.

## 3.2 SELECCIÓN DE MODELO Y DOMINIO

### COMPUTACIONAL DEL ELEMENTO DE ESTUDIO

Para el presente trabajo se consideró como elemento de estudio un canal abierto el cual está conformado por una placa vertical calentada isotérmicamente (Superficie A), y a una cierta distancia se encuentra una placa que puede variar su inclinación en contra o a favor de las manecillas del reloj (Superficie B). Entre ambas superficies se forma un canal convergente o un canal divergente dependiendo del sentido de la inclinación. Cabe mencionar que dicho canal se encuentra abierto en sus extremos laterales, tal y como se muestra en la Figura 3.2.

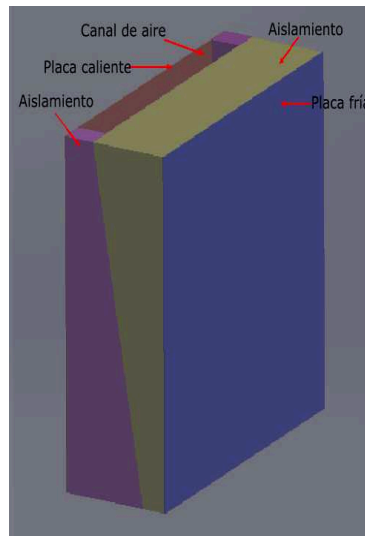


Figura 3.2: Descripción gráfica del elemento

En la Figura 3.2 se aprecia el canal de estudio el cual se encuentra rodeado por un dominio de aire a una temperatura constante.

#### 3.2.0.1 SELECCIÓN DEL TAMAÑO DEL DOMINIO COMPUTACIONAL

Para la adecuada selección del tamaño del dominio computacional se llevó a cabo una serie de evaluaciones en un modelo bidimensional, en el cual el parámetro a variar fue el tamaño del dominio computacional tomando los valores de  $(1L, 2L, 5L$  y  $8L)$ , en donde  $L$  es la longitud de la placa, y toma el valor  $L = 0.30$  m. Para esta evaluación solamente se consideraran los efectos de conducción y convección, despreciando los efectos de la radiación, tal como se muestra en la Figura 3.3.

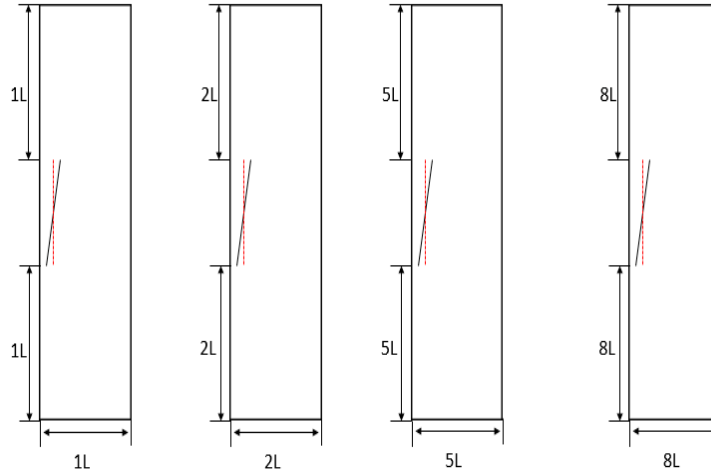


Figura 3.3: Variación del dominio computacional

En la Figura 3.3 se aprecia la variación del tamaño del dominio computacional. Se pretendía que al variar el tamaño del dominio computacional se observara de qué manera se desarrolla el flujo convectivo respecto al dominio computacional hasta observarlo que se desarrolla completamente sin que el tamaño del dominio afecte. Para esto se determinó evaluar el caso máximo de estudio el cual consistía en tener un canal conformado por una pared con calentamiento asimétrico a una temperatura constante (Superficie A), y frente a ella se encuentra una placa inclinada (Superficie B), cuya inclinación es determinada respecto a una línea paralela ubicada a 2.5 cm, de manera que la distancia de separación, respecto a la línea paralela, es el 25 % de la distancia media quedando expresada como  $\Delta\Gamma^*$ , tal y como se muestra en la Figura 3.4.

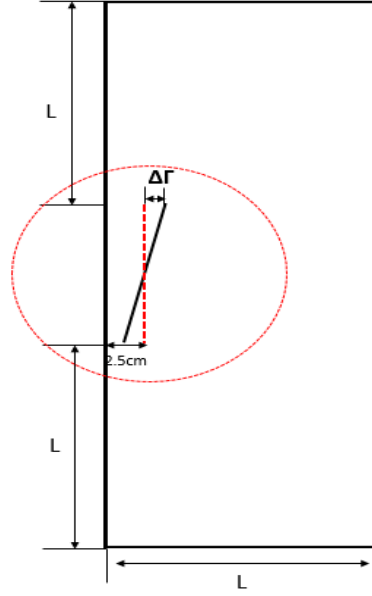
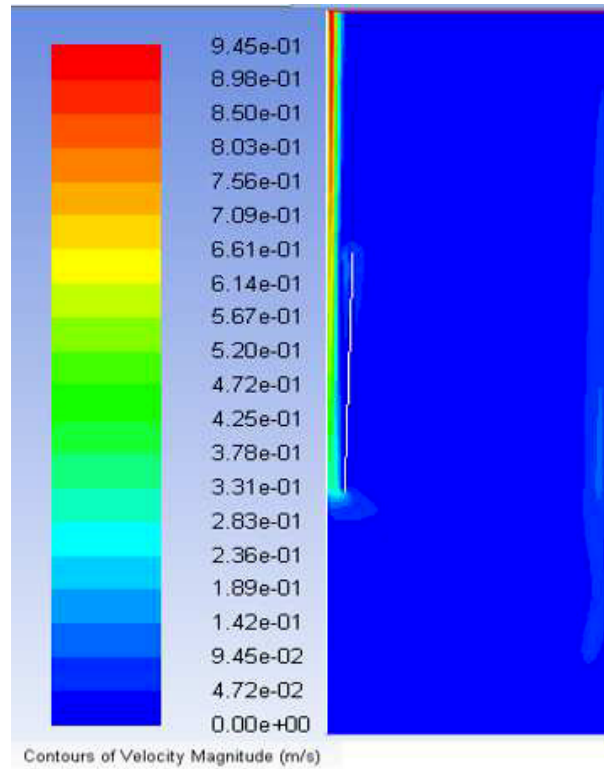


Figura 3.4: Canal utilizado para el estudio del tamaño computacional

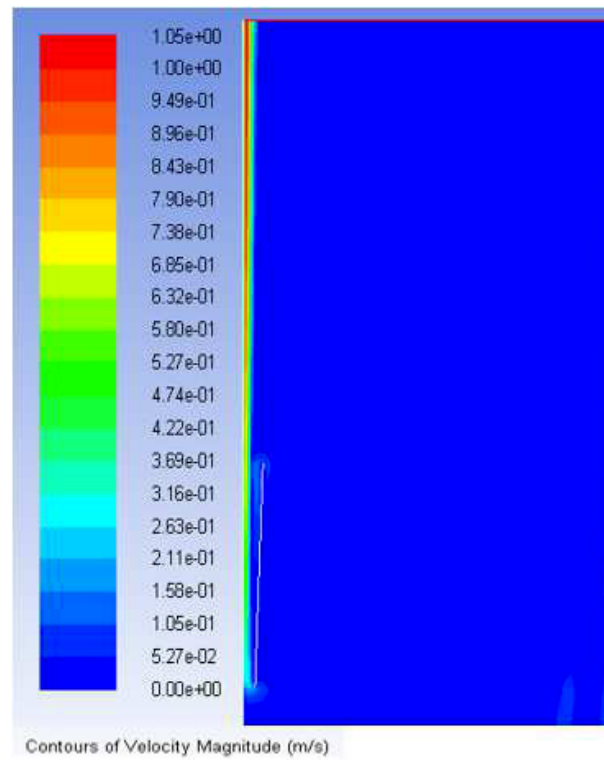
donde  $\Delta\Gamma^*$  se encuentra definido por la ecuación:

$$\Delta\Gamma^* = \frac{\Delta\Gamma}{h} \rightarrow \Delta\Gamma^* = 0.25 \quad (3.1)$$

Como resultado de la solución computacional se obtuvieron los contornos de velocidad para cada uno de los casos de estudio, tal y como se aprecia en la Figura 3.5 y 3.6. En la solución computacional se observa el desarrollo de la pluma convectiva correspondiente al canal de estudio. Con base en los resultados obtenidos por la evaluación se concluyó que el uso de un dominio computacional con un tamaño de  $5L$ , es el más adecuado para poder llevar a cabo la evaluación de un modelo tridimensional del canal de estudio, puesto que permite el desarrollo libre del flujo convectivo, así como también permite realizar de manera correcta el estudio de la transferencia de calor.



(a)

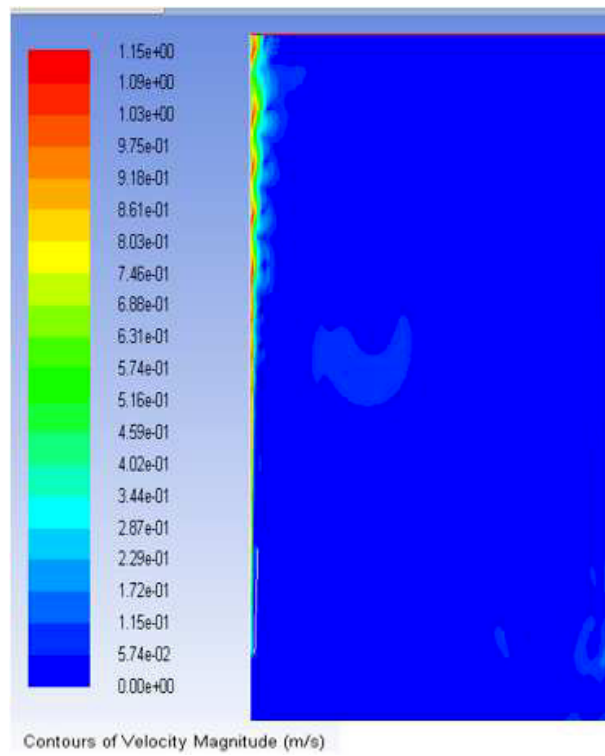


(b)

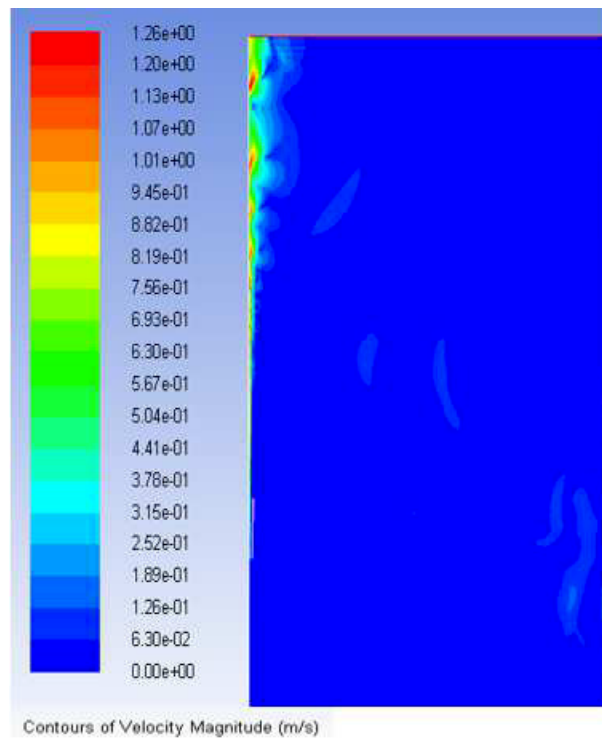
Figura 3.5: Canal utilizado para el estudio del tamaño del dominio computacional.

a) Contornos de la magnitud de la velocidad en un plano vertical (m/s). Caso-1L.

b) Contornos de la magnitud de la velocidad en un plano vertical (m/s). Caso-2L



(a)



(b)

Figura 3.6: Canal utilizado para el estudio del tamaño del dominio computacional.

a) Contornos de la magnitud de la velocidad en un plano vertical. Caso-5L. b)

Contornos de la magnitud de la velocidad en un plano vertical (m/s). Caso-8L.



## 3.2.0.2 DETERMINACIÓN DE LOS CASOS DE ESTUDIO

Para la determinación de los casos de estudio fue necesario realizar un análisis mediante modelos bidimensionales, el cual consistió en la variación de la distancia  $\Delta\Gamma$  en pasos del 0.05, partiendo del **caso de 0** hasta llegar a una distancia máxima de  $\Delta\Gamma = 0.25$ . Cabe mencionar que la distancia  $\Delta\Gamma$  es tomada desde una distancia media de referencia  $z$  de 2.5 cm alejada de la superficie isotérmica, tal y como se observa en la Figura 3.7.

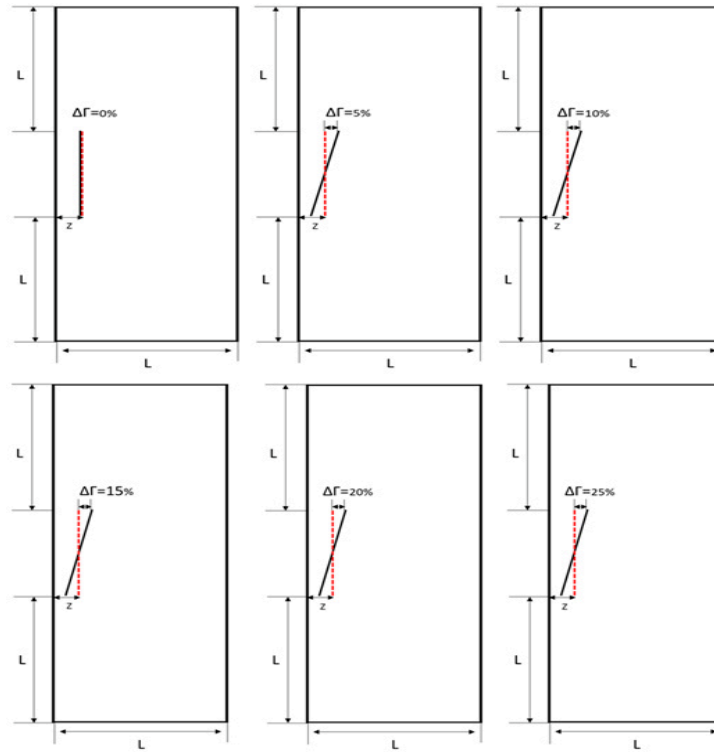


Figura 3.7: Variación de la inclinación mediante  $\Gamma$

Es importante mencionar que se llevaron a cabo dos evaluaciones diferentes una de ellas con una distancia de referencia de 2.5 cm y la otra con una distancia de referencia de 1 cm, esto para determinar la distancia más conveniente para llevar a cabo el presente estudio.

En la Figura 3.8 se muestran las condiciones de frontera para las diversas configuraciones del canal de estudio. Se supuso un canal divergente con una separación de  $\Delta\Gamma$

respecto a la línea paralela base de referencia, para las superficies laterales izquierdas se consideró una superficie caliente a una temperatura de  $T_{w1} = 218\text{ °C}$ , adyacente a  $T_{w1}$  se consideraron condiciones adiabáticas, para la superficie lateral derecha se consideró como sumidero de calor con temperatura específica de  $T_{w2} = 25\text{ °C}$ , se establecieron una entrada y salida del flujo asegurando que el flujo sea ascendente en la dirección vertical  $y$ , y por último se consideraron los efectos de la aceleración de la gravedad.

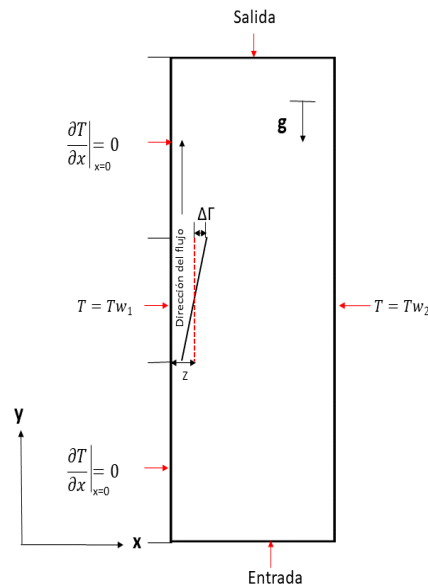


Figura 3.8: Condiciones de frontera para modelo bidimensional

Para el análisis de los resultados se establecieron planos horizontales del canal, los cuales se muestran en la Figura 3.9. El plano A (PA) se encuentra ubicado a una distancia de separación de 0.05 m desde el borde inferior del canal, el plano B (PB) se encuentra ubicado a una distancia de 0.15 m desde el borde inferior del canal, y el plano C (PC) se encuentra ubicado a una distancia de 0.30 m desde el borde inferior del canal.

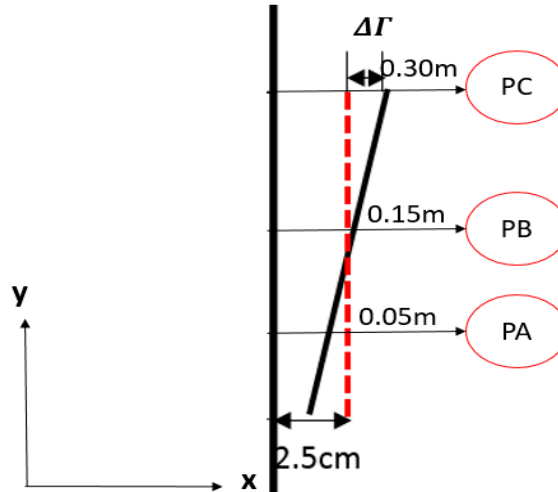


Figura 3.9: Planos horizontales del canal.

Como resultado de ambas evaluaciones se obtuvieron campos de velocidad  $\bar{v}$  y temperatura  $T(x,y)$  para cada una de las distancias de referencia. Con el fin de visualizar de manera gráfica los efectos de la capa límite hidrodinámica y térmica se determinaron los perfiles de velocidad y temperatura adimensionalizados para los planos previamente mencionados (PA, PB, y PC).

Es posible observar los perfiles de velocidad para ambas distancias de referencia  $h$  (2.5 cm y 1 cm), en el Plano A, Figuras 3.10 y 3.11. Se aprecia que para el caso de una distancia de referencia de 2.5 cm el perfil de velocidad tiene su valor máximo cerca de la pared caliente. Al reducir la distancia de referencia a 1 cm, se observan perfiles de velocidad que tiene la máxima velocidad cerca del centro. Este mismo comportamiento se observa para los planos B (Figuras 3.12 y 3.13) y C (Figuras 3.14 y 3.15). Para el caso de  $h= 2.5$  cm, se observa que a medida que  $x$  incrementa, los efectos del flujo de corriente decrecen, esto es provocado por el desprendimiento de la corriente en el canal, dicho efecto provoca la presencia de corrientes recirculantes en la cercanía de la Placa B, cuyas corrientes no favorecen al incremento de la transferencia de calor. Mientras que para el caso de  $h= 1$  cm, se observa que el perfil de velocidades toma la forma de una parábola, dicha geometría es típica en canales. Debido a la ausencia de corrientes recirculantes en el canal, se favorece el incremen-

to de la velocidad y de la transferencia de calor. También es importante mencionar que en este tipo de flujo, se obtiene un incremento en la velocidad a medida que  $\Gamma$  incrementa en un intervalo de 0 a 0.20, mientras que decrece para un intervalo de  $\Gamma$  de 0.20 a 0.25. Se debe mencionar que al reducir la distancia de referencia de 2.5 cm a 1 cm, provoca un incremento en la velocidad para los planos A y B, mientras que para el plano C se muestra un decremento de la velocidad. También se debe mencionar que los casos con mayor diferencia respecto al caso base ( $\Gamma = 0$ ) son los casos con una inclinación de 0.15 y 0.20, sin embargo, al hablar en términos de transferencia de calor, para  $h = 2.5$  cm, se observa que los casos 0, 0.10, y 0.20 son los que predominan con mayor transferencia de calor, mientras tanto los casos con menor influencia son los casos de  $\Gamma$  igual a 0.05, 0.15, y 0.25, tal y como se muestra en las Figuras 3.16 a y 3.16 b.

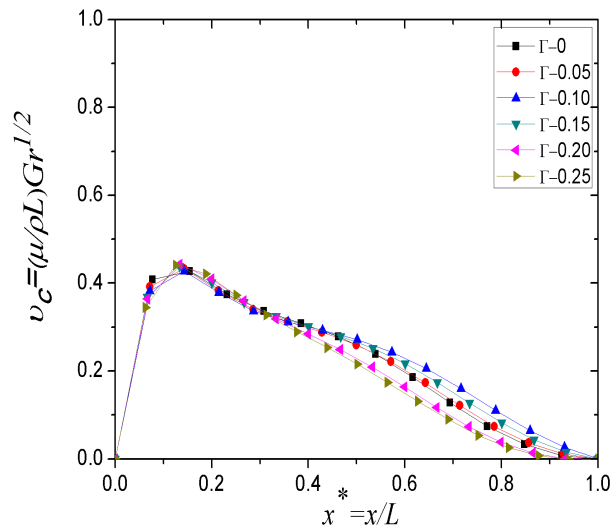


Figura 3.10: Efecto de la inclinación del canal sobre el perfil de velocidad vertical adimensionalizada en el plano PA= 0.05 m, cuando  $h = 2.5$  cm.

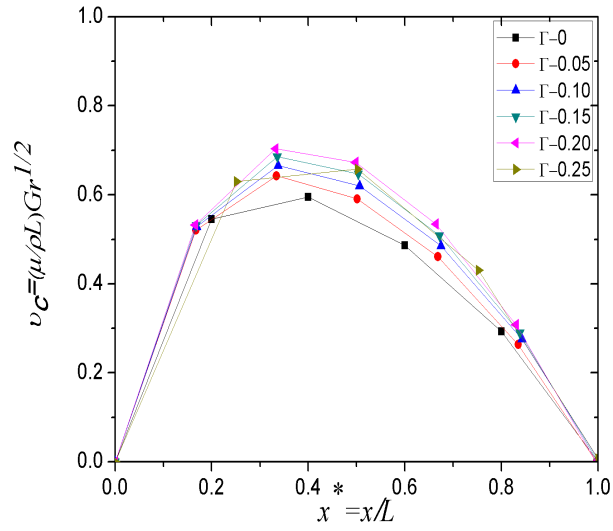


Figura 3.11: Efecto de la inclinación del canal sobre el perfil de velocidad vertical adimensionalizada en el plano PA= 0.05 m, cuando  $h= 1$  cm.

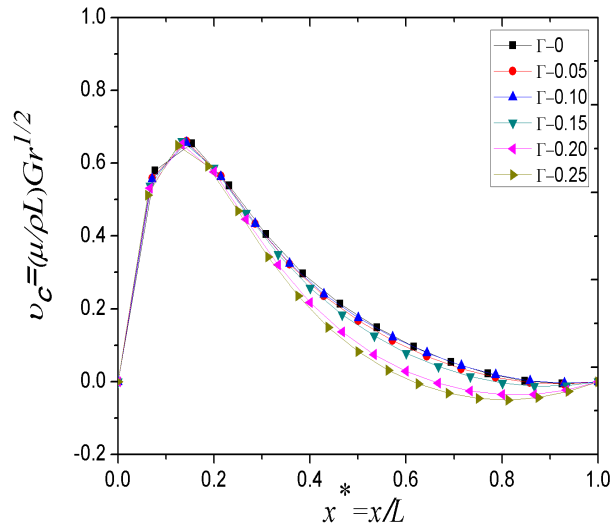


Figura 3.12: Efecto de la inclinación del canal sobre el perfil de velocidad vertical adimensionalizada en el plano PB= 0.15 m, cuando  $h= 2.5$  cm.

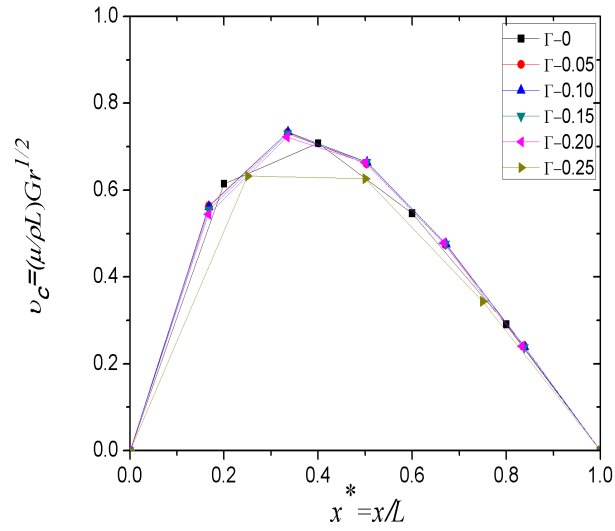


Figura 3.13: Efecto de la inclinación del canal sobre el perfil de velocidad vertical adimensionalizada en el plano PB= 0.15 m, cuando  $h= 1$  cm.

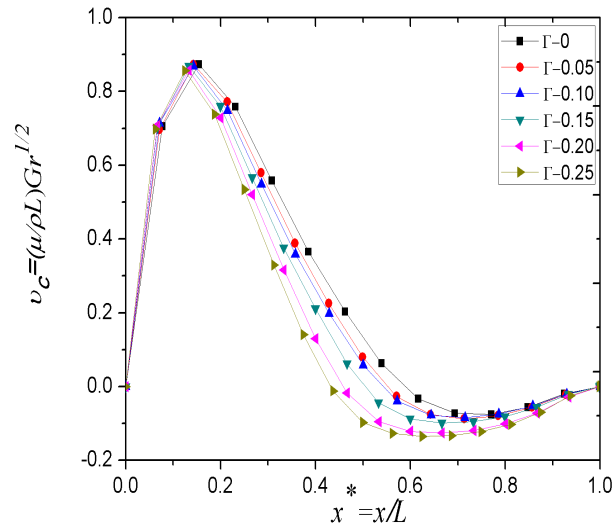


Figura 3.14: Efecto de la inclinación del canal sobre el perfil de velocidad vertical adimensionalizada en el plano PC= 0.30 m, cuando  $h= 2.5$  cm.

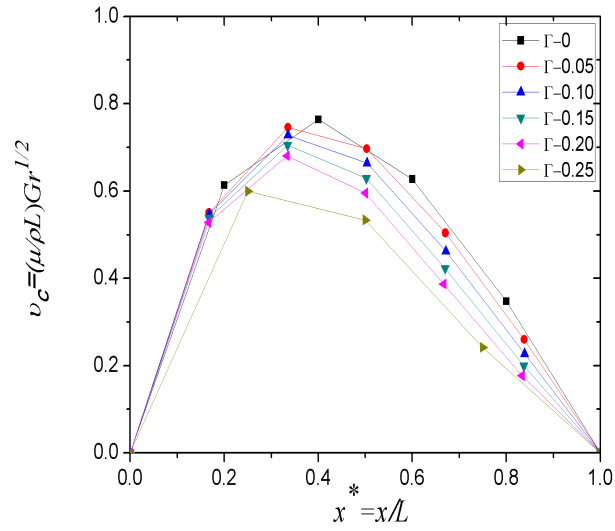


Figura 3.15: Efecto de la inclinación del canal sobre el perfil de velocidad vertical adimensionalizada en el plano PC=0.30 m, cuando  $h= 1$  cm.

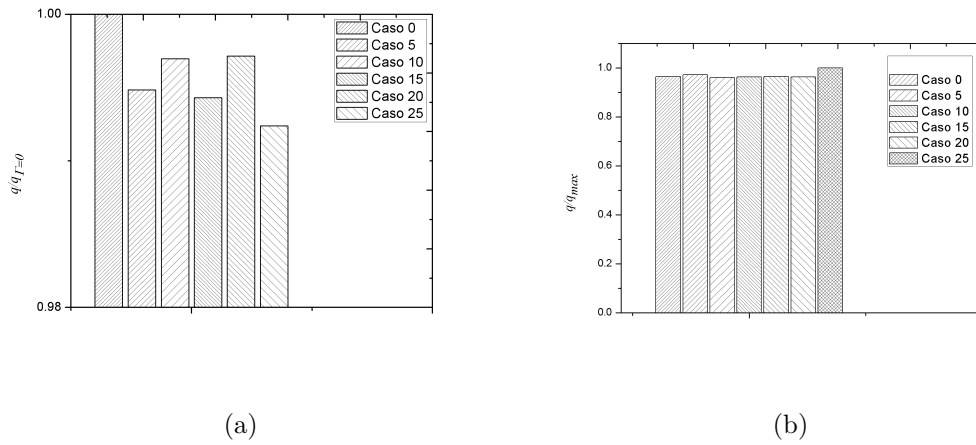


Figura 3.16: Flujo de calor escalado en la superficie caliente a diferentes valores de  $\Gamma$ . a)  $h = 2.5$  cm, b)  $h = 1$  cm

### 3.2.1 DISCRETIZACIÓN DEL MEDIO CONTINUO

Cuando se hace mención de la discretización del medio continuo se hace referencia al seccionamiento del medio, en otras palabras particionar el dominio en un

número finito de elementos de manera que en conjunto sea una aproximación discreta del medio continuo. La finalidad es la solución de las ecuaciones para cada uno de los puntos de la aproximación discreta, dando como resultado una aproximación a la solución del medio continuo.

Con el propósito de determinar el tamaño de malla adecuado para el estudio en canales divergentes y convergentes del presente trabajo, se llevó a cabo el estudio de independencia de malla teniendo en cuenta: temperatura superficial de 238 °C, temperatura ambiental a 25 °C, el aire se consideró como gas ideal con propiedades constantes exceptuando la densidad. Debido a la naturaleza del problema, se empleó una malla estructurada no uniforme con una mayor densidad de nodos en la parte interna del canal, y a medida que se aleja de la zona de estudio se vuelve menos densa. Para llevar a cabo el análisis se varió en un  $\pm 25\%$  la cantidad de elementos, y se observó la variación del **flujo de calor calculado** respecto a la variación del número de elementos. Si este parámetro resulta tener una variación menor al  $\pm 5\%$  entre una y otra, entonces se selecciona como la cantidad de elementos adecuada para el caso de estudio. Los resultados derivados de dicho análisis se muestran en la Tabla 3.1.

Tabla 3.1: Resultados obtenidos del análisis de independencia de malla. En todos los casos  $\Gamma = 0.20$

Cantidad de nodos	Flujo de calor(W)	diferencia
$13 \times 10^6$	178.860	-
$10 \times 10^6$	178.69	-0.095
$7 \times 10^6$	178.78	-0.045

A partir de los resultados obtenidos en la Tabla 3.1 se obtuvo la gráfica mostrada en la Figura 3.17, en la cual a través del uso de las barras de error se demuestra que entre resultados se tiene una diferencia menor al 2 %, por lo tanto se seleccionó una malla con  $10 \times 10^6$  de elementos debido a la precisión de los resultados, que reduce el tiempo computacional respecto a la malla de  $13 \times 10^6$  de elementos.



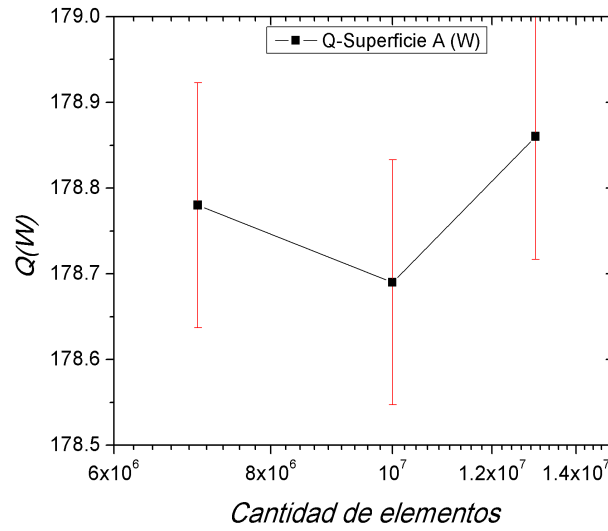
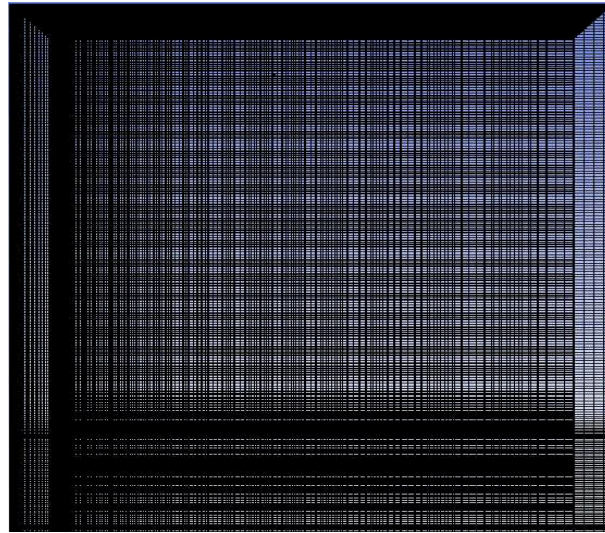


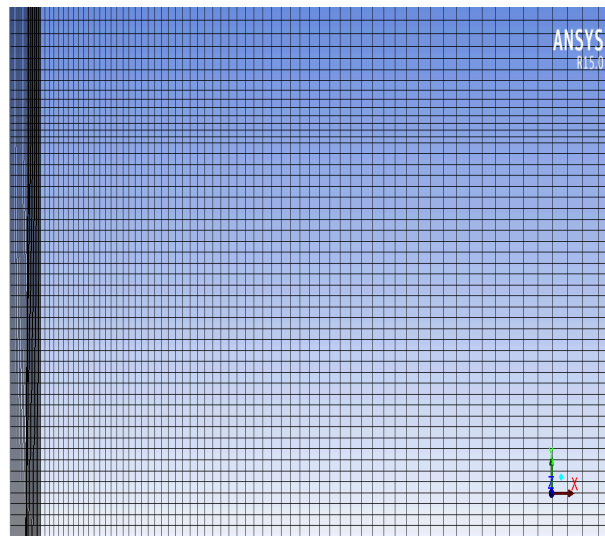
Figura 3.17: Análisis de independencia de malla con barras de error.

Es preciso mencionar que al reducir la cantidad de nodos en la malla con valores menores a  $7 \times 10^6$ , se obtienen problemas de convergencia en la ecuación de la energía, por tal motivo, el análisis de independencia de malla fue realizado con valores mayores a  $7 \times 10^6$ .

En la Figuras 3.18 a y b se muestra la discretización espacial para el canal y sus alrededores. Tal y como se aprecia, se obtuvo una discretización en su mayoría con elementos hexaédricos, en donde el tamaño de los elementos en el canal son de aproximadamente de  $2 \times 10^{-3}$  m para los alrededores y dentro del canal.



(a)



(b)

Figura 3.18: Discretización espacial del canal y del medio circundante.

En la Tabla 3.2, se muestran las estadísticas resultantes de la discretización del dominio computacional.

Tabla 3.2: Calidad de la discretización del dominio mediante su skewness.

Estadísticas	Zona	
	Aire	Placa de estudio
Cuerpos	58	1
Nodos	10,336,755	17,466
Elementos	10,186,000	14,000
Skewness mínimo	$1.30 \times 10^{-10}$	$4.20 \times 10^{-3}$
Skewness máximo	$4.280 \times 10^{-3}$	$4.28 \times 10^{-3}$
Skewness promedio	$1.10 \times 10^{-4}$	$4.24 \times 10^{-3}$
Desviación estándar	$5.49 \times 10^{-4}$	$1.11 \times 10^{-5}$

### 3.2.2 SELECCIÓN DE LOS MODELOS COMPUTACIONALES

La adecuada selección de los modelos a tomar en cuenta en el estudio de canales son de suma importancia para la obtención de una solución aproximada del fenómeno de estudio, de manera que los modelos seleccionados para el estudio del flujo convectivo en canales convergentes y divergentes fueron:

- Conservación de la energía
- Modelo viscoso-Laminar
- Modelo de radiación-OD
- Convección natural a través de la suposición de un gas ideal incompresible

Para la selección de un modelo laminar se determinó analíticamente el número de Rayleigh encontrando  $Ra_L = 9.2 \times 10^7$ , por lo que el flujo se encuentra en un rango laminar en transición. Para la radiación de calor se seleccionó el modelo de Discrete Ordinates (OD), debido a que es el modelo de radiación más completo [30]; por ende se obtienen soluciones más precisas. Para la validación de la selección del

modelo de radiación se llevó a cabo una simulación con la cual se compararon los datos obtenidos por simulación, y los datos calculados analíticamente dando como resultado un error menor del 5 %, además de corroborar que este mecanismo de transferencia de calor es el que predomina en el caso de estudio ya que aporta el 60 % del flujo de calor total.

### 3.2.3 PROPIEDADES FÍSICAS DE LOS MATERIALES

Posteriormente a la selección de los modelos, es preciso determinar las propiedades físicas de los materiales, ya que estas son de suma importancia para la obtención de una solución. Cuando no se consideran estas en el estudio se tiende a tener una solución errónea al problema. Por esta razón, se emplearon las propiedades del aire y del acero galvanizado.

#### 3.2.3.1 AIRE

El estudio del comportamiento de un fluido como el aire se vuelve más elaborado cuando la variación de sus propiedades termofísicas son relativamente pequeñas, en específico el cambio de la densidad respecto a la temperatura. Para el caso de la densidad se puede hacer uso de la aproximación de Boussinesq, la cual permite modelar las variaciones de la densidad debidas a variaciones de temperatura en forma simplificada; cabe mencionar que esta aproximación solamente es válida para deltas de temperatura ( $\Delta T$ ) pequeños. Puesto que para el presente estudio se tienen deltas de temperaturas ( $\Delta T$ ) grandes es conveniente modelar los cambios de la densidad ( $\rho$ ) del aire como un gas ideal; en un gas ideal la densidad ( $\rho$ ) decrece a medida que su temperatura incrementa tal y como se muestra en la Figura 3.19.

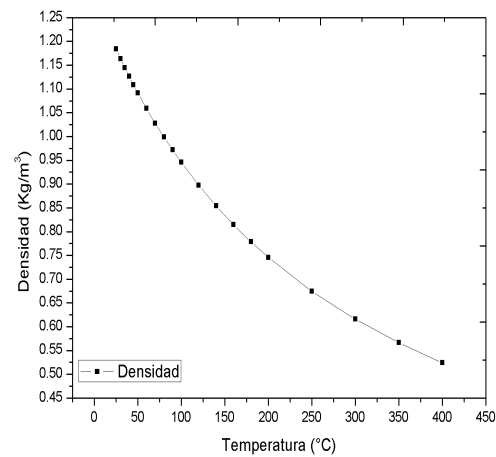


Figura 3.19: Variación de la densidad del aire respecto a la temperatura a 1 atm.

Para cuestiones de simulación se tomaron los valores mostrados en la Tabla 3.3.

Tabla 3.3: Propiedades termofísicas del aire

Aire	
Densidad ( $kg/m^3$ )	Ecuación de gas ideal
Calor específico ( $J/kg \cdot K$ )	1013
Conductividad térmica ( $W/m \cdot K$ )	$0.0233 + 0.001x - 3 \times 10^{-6}x^2 + 1 \times 10^{-7}x^3 - 2 \times 10^{-9}x^4 + 2 \times 10^{-11}x^5 - 7 \times 10^{-14}x^6$
Viscosidad dinámica ( $kg/m \cdot s$ )	$2 \times 10^{-5} + 2 \times 10^{-8}x + 2 \times 10^{-9}x^2 - 6 \times 10^{-11}x^3 + 9 \times 10^{-13}x^4 - 8 \times 10^{-15}x^5 + 3 \times 10^{-17}x^6$
Índice Refractivo	1
Peso molecular ( $kg/kgmol$ )	28.966

3.2.3.2 ACERO

Se consideró que las placas están construidas de un acero galvanizado. La variación de las propiedades termofísicas del material fueron despreciadas. En la

Tabla 3.4 se muestran las propiedades termofísicas utilizadas para el estudio.

Tabla 3.4: Propiedades termofísicas del acero galvanizado

Densidad ( $kg/m^3$ )	7850
Calor específico ( $J/kg \cdot K$ )	460
Conductividad térmica ( $W/m \cdot K$ )	52.5
Coeficiente de absorción ( $1/m$ )	0.64
Índice Refractivo	2.5
Emisividad	0.23
Coeficiente de scattering	0
Función de fase de scattering	Isotrópico

### 3.2.4 CONDICIONES DE FRONTERA

Para la obtención de la solución de las ecuaciones de gobierno se requiere establecer condiciones de frontera, las cuales se muestran en la Figura 3.20. El canal de estudio se encuentra conformado por una placa vertical calentada a una temperatura constante  $T_{c_1}$  y frente a ella se encuentra otra placa colocada a una distancia  $\Delta\Gamma$ , y ambas placas se encuentran en un dominio de computacional lleno de aire, para el cual, se estableció una entrada y una salida para dicho dominio computacional, estableciendo la temperatura de entrada del aire al canal a una temperatura constante y como sumidero de calor se tiene uno de los extremos a una temperatura constante  $T_{c_2}$ . Debido a que solamente se evaluó la mitad del canal, puesto que el caso de estudio se consideró un canal simétrico se establecieron condiciones de simetría para la mitad del canal, y para la cara posterior del dominio computacional. Al considerar la condición de simetría se supone que todos los flujos son cero, por lo tanto no participan en el fenómeno de transferencia de calor. En cuanto al tratamiento en la proximidad de las paredes del dominio, se estableció la condición de no

deslizamiento suponiendo velocidades de cero en las paredes.

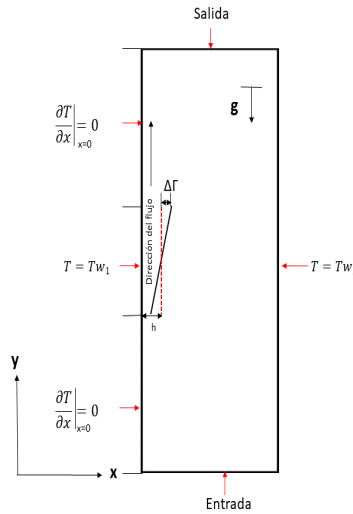


Figura 3.20: Condiciones de frontera para el caso de estudio.

### 3.2.5 MÉTODOS DE SOLUCIÓN

Para la obtención de los campos de presión y velocidad se empleó un esquema SIMPLE (Semi-implicit method for pressure linked equation), el cual a partir de una presión corregida satisface la ecuación de conservación de masa y continuidad para la obtención del campo de presiones.

#### 3.2.5.1 EVALUACIÓN DE GRADIENTES

El gradiente ( $\nabla\phi$ ) de una variable ( $\phi$ ) es utilizado para la discretización de los términos convectivos y difusivos de las ecuaciones de gobierno, además a través de estos permite conocer los términos de difusión y derivadas de la velocidad. De manera que para su evaluación existen diversos métodos tales como:

- Método de Green-Gauss basado en la celda

- Método de Green-Gauss basado en los nodos
- Método de mínimos cuadrados basado en las celdas

Para el caso de estudio se empleó el método de mínimos cuadrados basado en las celdas, debido a que el uso de este método se supone que la solución varía linealmente, esta variación se puede expresar, tal y como se muestra en la ecuación (3.2).

$$\phi_i = \frac{\phi_{i+a} - \phi_i}{\Delta x_i} \quad (3.2)$$

En cuanto para la discretización espacial de las ecuaciones de cantidad de movimiento, energía y radiación se empleó el esquema **Upwind** de segundo orden, en donde las cantidades de las caras de las celdas se resuelven usando un enfoque de reconstrucción lineal multidimensional, además de lograr una mayor precisión al hacer uso de la expansión de la serie de Taylor de la solución del punto central de la celda con respecto al centroide de la celda.

### 3.2.6 CONTROL DE SOLUCIÓN

Para la evaluación de la convergencia del método numérico, se establecieron criterios basados en los valores de los residuales totales ponderados escalados localmente de todas las ecuaciones de conservación involucradas, en donde los residuales pueden ser definidos de la siguiente manera:

$$L(\phi) = 0 \quad (3.3)$$

En donde se supone una solución aproximada de  $\bar{\phi}$  que contiene un número de parámetros indeterminados, tales como:

$$\bar{\phi} = a_0 + a_1x + a_2x^2 + \cdots + a_mx^m \quad (3.4)$$

donde las  $a$  representan los parámetros. La sustitución de  $\bar{\phi}$  dentro de la ecuación diferencial conlleva a un residual  $R$ , definido como:

$$R = L(\bar{\phi}) \quad (3.5)$$



Por lo tanto los residuales son el resultado de la suma de los valores absolutos de todos los residuales de los nodos de la malla, sin embargo, para los residuales escalados localmente son calculados tal y como se muestra en la ecuación (3.6).

$$R_\phi = \frac{\sqrt{\sum_{cells}^n (\frac{1}{n}) (\frac{\sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b - a_p \phi_p}{a_p})^2}}{\phi_{max} - \phi_{min}} \quad (3.6)$$

Para los residuales escalados localmente se recomiendan valores de convergencia de  $10^{-5}$  para todas las ecuaciones, exceptuando las ecuaciones de energía y radiación cuyos valores de convergencia recomendados son de  $10^{-6}$ .

Los criterios de convergencia de los residuales de las ecuaciones de conservación que se tomaron para el presente estudio se muestran en la Tabla 3.5.

Tabla 3.5: Criterios de convergencia.

Residuales	
Ecuación de la conservación de la energía	$1 \times 10^{-6}$
Ecuación de la conservación de la cantidad de movimiento	$1 \times 10^{-5}$
Ecuación de conservación de masa	$1 \times 10^{-5}$
Ecuación del modelo de radiación OD	$1 \times 10^{-6}$

### 3.2.7 PROCESAMIENTO DE DATOS

Para un correcto análisis de datos, es preciso la determinación de los parámetros que gobiernan el fenómeno de estudio tales como la velocidad, flujo de calor convectivo, coeficiente de transferencia de calor por convección, calor transferido, número de Nusselt, número de Rayleigh, y la distribución de temperatura. Estos mismos permitirán la adecuada formulación de conclusiones; también serán de utilidad para la validación de la hipótesis del presente trabajo. De manera que dichos parámetros son calculados de la siguiente manera:

- **Velocidad local** Para la determinación de la velocidad se hizo uso de una línea en la sección transversal de la simetría del canal de estudio, con la cual es posible generar una serie de puntos para formar un perfil de velocidad para una determinada distancia en la dirección vertical  $y$ . Para el caso de estudio se seleccionaron cuatro distintas distancias en el plano vertical  $y$  los cuales toman los valores de 0.05 m, 0.15 m, 0.25 m, y 0.30 m cuya finalidad es visualizar el desarrollo del perfil de velocidad a lo largo del canal de estudio.
- **Flujo de calor convectivo** Para la obtención del flujo convectivo fue necesario obtener el flujo de calor total y el flujo de calor por radiación cuyos valores son obtenidos sobre una línea a lo largo de la placa caliente y la placa de estudio, de manera que la diferencia del flujo de calor total y del flujo de calor por radiación den como resultado el flujo de calor por convección, tal y como muestra en la ecuación (3.7).

$$q'_{conv} = q'_{Total} - q'_{Rad} \quad (3.7)$$

De manera que al obtener el flujo de calor por convección es posible obtener el calor transferido por convección utilizando la ecuación (3.8).

$$Q = q' \cdot A \quad (3.8)$$

Puesto que solamente se consideró la mitad de la superficie de estudio, el área a utilizar para el cálculo toma el valor de  $A = 0.045 \text{ m}^2$ .

#### ■ Coeficiente de transferencia de calor por convección

Al obtener el calor transferido por convección es posible la determinación del coeficiente de transferencia de calor por convección ( $h$ ), el cual es calculado tal y como se muestra en la ecuación (3.9).

$$Q_{conv} = hA(T_s - T_{\infty}) \quad (3.9)$$

donde,

$$h = \frac{Q_{conv}}{A(T_s - T_\infty)} = \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (3.10)$$

■ **Número de Nusselt**

El número de Nusselt se obtiene al dividir el producto del coeficiente de transferencia de calor por convección por la longitud característica ( $L_c$ ), dividido entre la conductividad térmica del fluido (aire). En este caso se consideró la longitud de la superficie de estudio  $L_c = 0.30$  m

$$\bar{Nu} = \frac{hL_c}{k} \quad (3.11)$$

- **Número de Rayleigh.** Para la obtención de este número adimensional se emplea el producto de los números de Grashof y de Prandtl. Cabe mencionar que todas las propiedades del fluido se evaluaron a la temperatura promedio (de película) la cual se determina de acuerdo a la ecuación (3.12).

$$T_f = \frac{1}{2}(T_s - T_\infty) \quad (3.12)$$

### 3.2.8 RESULTADOS-SIMULACIÓN CFD

Se mostrarán los resultados obtenidos para cada uno de los casos planteados del presente estudio, clasificando los resultados en dos categorías distintas:

- Canales divergentes
- Canales convergentes

Puesto que para el presente trabajo se evaluaron cuatro distintas temperaturas, tan sólo se mostrarán los resultados para la primera temperatura de prueba. Los demás resultados se muestran en el **Anexo A**

#### 3.2.8.1 CANALES DIVERGENTES

En la Figura 3.25 (a-e), se muestran los perfiles de velocidad para las diferentes pendientes de inclinación propuestas en diferentes ubicaciones a lo largo del eje vertical  $y$  y para una temperatura de estudio de 222 °C. A partir de los perfiles de velocidad se puede determinar que el flujo hidrodinámico del flujo convectivo se desarrolla por completo a una distancia de 0.15 m, es preciso mencionar que la geometría de los perfiles de velocidad permiten determinar que el flujo convectivo se encuentra en un régimen laminar.

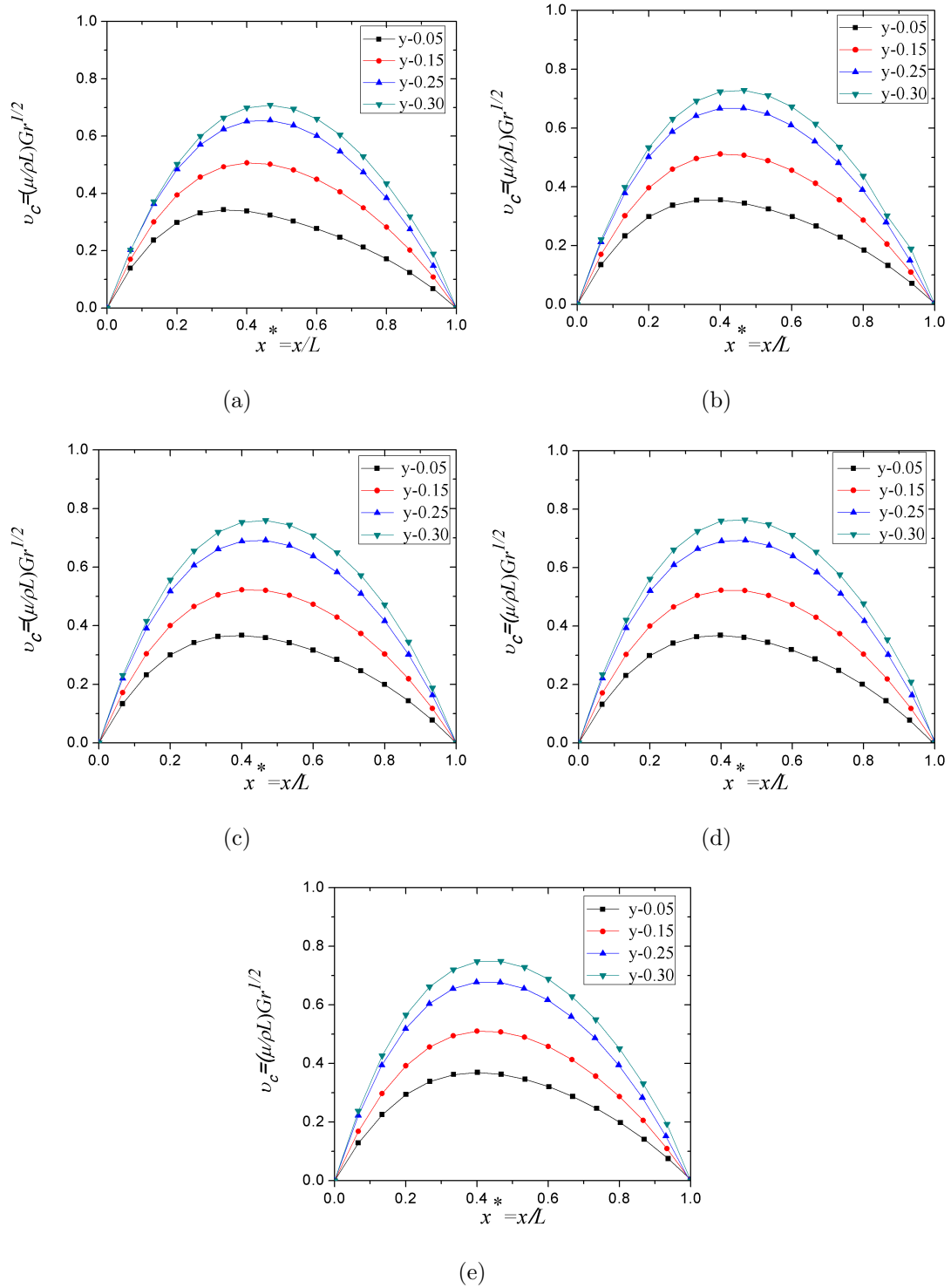


Figura 3.21: Perfiles de velocidad para una temperatura de 222 °C. a)  $\Gamma = 0$ , b)  $\Gamma = 0.1$ , c)  $\Gamma = 0.15$ , d)  $\Gamma = 0.17$ , e)  $\Gamma = 0.22$ .

Para determinar el caso con mayor impacto sobre la velocidad del canal se

graficaron las velocidades máximas a lo largo de la distancia en el eje vertical  $y$ , tal y como se muestra en la Figura 3.22, en donde los casos que presentan las velocidades máximas respecto al caso de referencia  $\Gamma = 0$  son los casos cuando  $\Gamma$  toma los valores de 0.15 y 0.17.

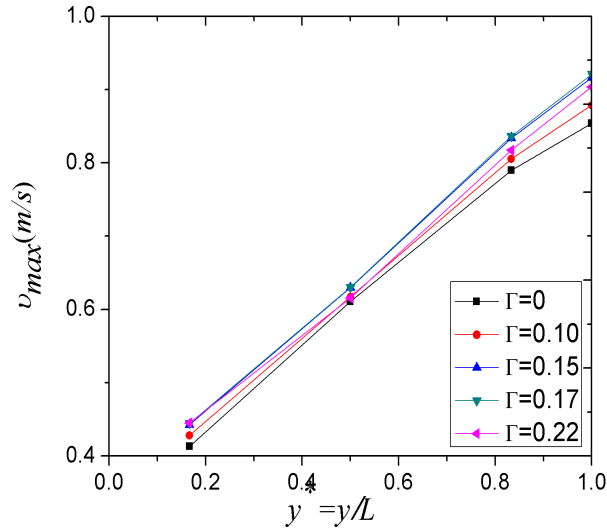
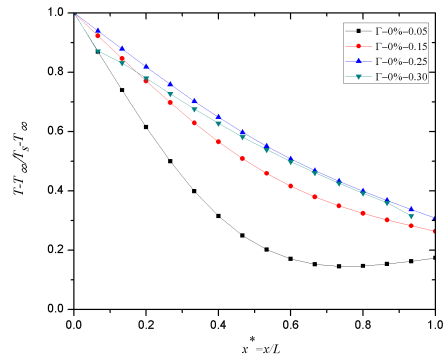
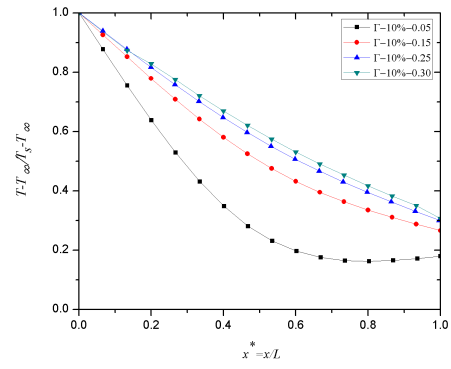


Figura 3.22: Velocidad máxima a lo largo del canal en función de la pendiente  $\Gamma$ .

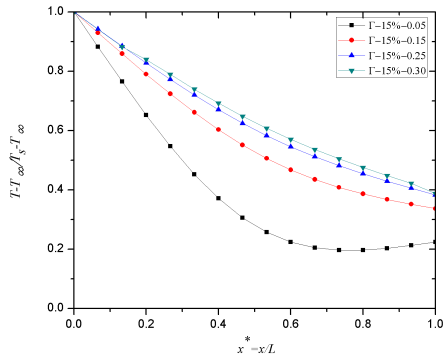
Para visualizar los efectos provocados por la radiación es necesario determinar los perfiles de temperatura a lo largo de la dirección  $x$ , a distintos valores de  $y$ , y para los distintos valores de  $\Gamma$ , los cuales se muestran en las Figuras 3.23 (a-e). A partir de estos perfiles se determina que al variar la pendiente el perfil de temperatura tiende a ser lineal a lo largo de  $y$ .



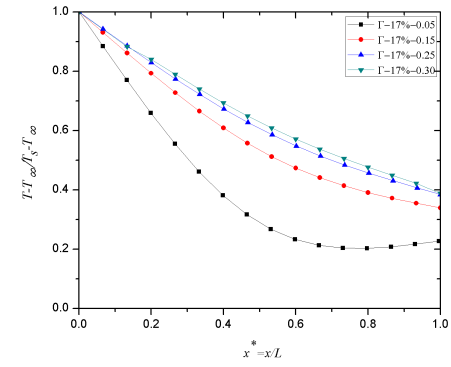
(a)



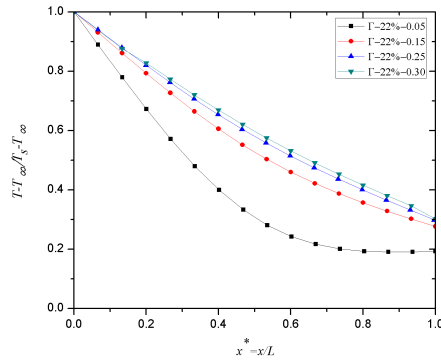
(b)



(c)



(d)



(e)

Figura 3.23: Perfiles de Temperatura para una temperatura de 222 °C. a)  $\Gamma = 0$ , b)  $\Gamma = 0.1$ , c)  $\Gamma = 0.15$ , d)  $\Gamma = 0.17$ , e)  $\Gamma = 0.22$ .

El comportamiento del flujo de calor transferido para cada una de las superficies que conforma el canal de estudio se muestra en las Figuras 3.24a y 3.24b. La superficie isotérmica presenta un comportamiento decreciente del flujo de calor con la distancia vertical  $y$ . Es importante mencionar que a medida que se varía la inclinación de la superficie B, el flujo de calor transferido desde la superficie isotérmica es ligeramente menor al caso de referencia  $\Gamma = 0$ . Por su parte para la superficie inclinada se aprecia que a medida que se  $\Gamma$ , el calor transferido también decrece, exceptuando los casos para los valores de  $\Gamma$  igual 0.10 y 0.22.

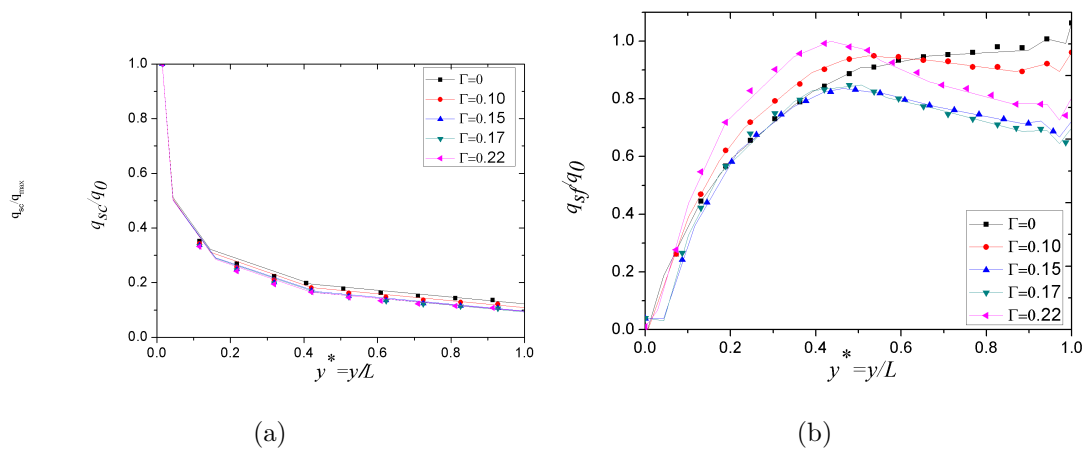


Figura 3.24: Calor transferido. a) Flujo de calor para la superficie isotérmica a 222 °C. b) Calor transferido a la superficie B.

### 3.2.8.2 CANALES CONVERGENTES

Para el caso de canales convergentes el perfil de velocidad presenta un comportamiento semejante al de los canales divergentes, sin embargo, la magnitud de las velocidades difieren respecto a ese caso. En las Figuras 3.25 (a-e), se muestran los perfiles de velocidad para las diferentes pendientes de inclinación propuestas a diferente posición en el eje vertical  $y$  y para una temperatura de estudio de 222°C.



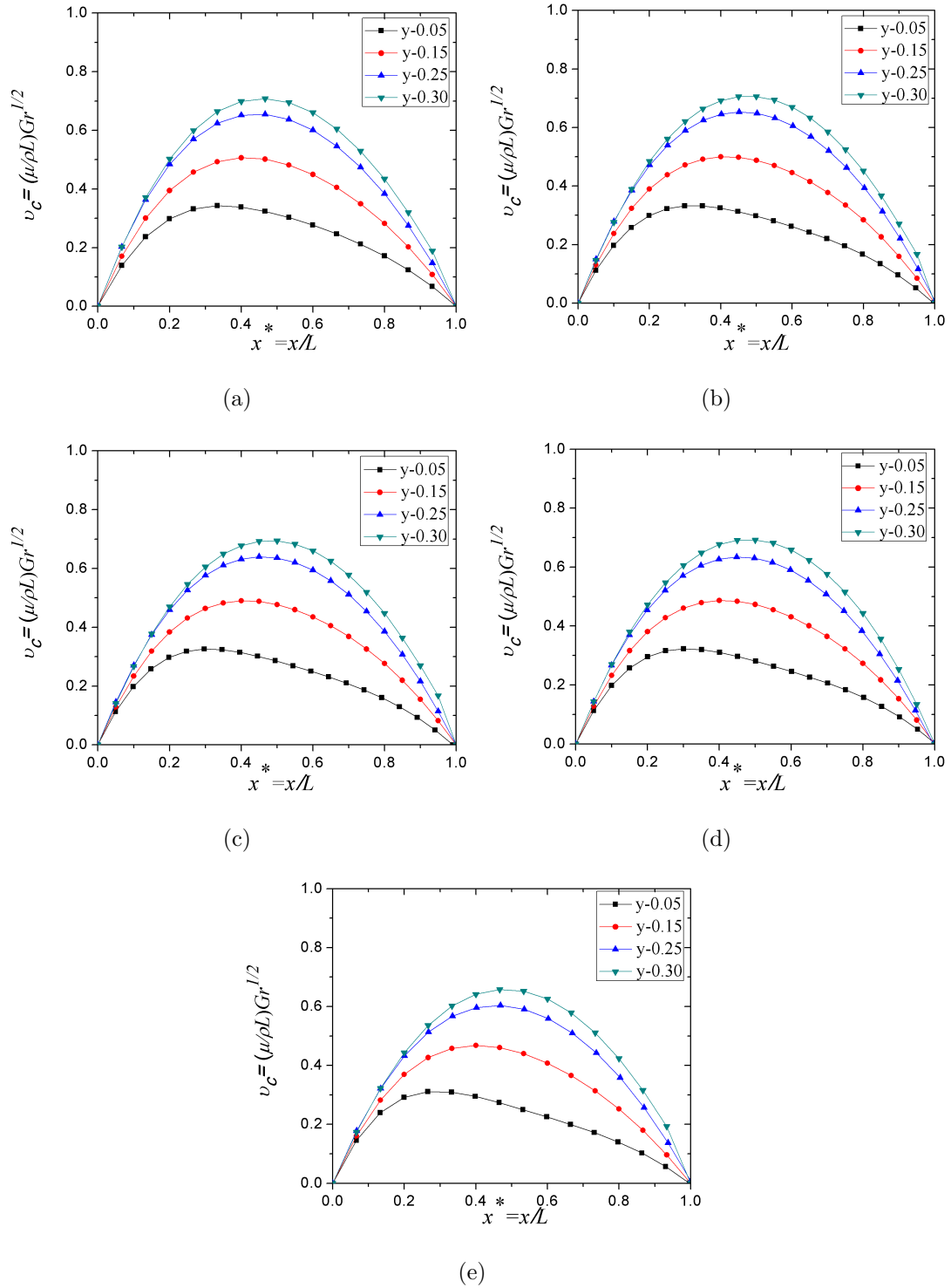


Figura 3.25: Perfiles de velocidad para una temperatura de 222 °C. a)  $\Gamma = 0$ , b)  $\Gamma = 0.1$ , c)  $\Gamma = 0.15$ , d)  $\Gamma = 0.17$ , e)  $\Gamma = 0.22$ .

Para identificar los casos con mayor influencia sobre la velocidad se determina-

ron los valores máximos para cada uno de los casos a distintas distancias a lo largo del eje vertical  $y$ . Como se muestra en la Figura 3.26, en todos los casos del canal convergente se obtienen velocidades máximas inferiores al caso de referencia.

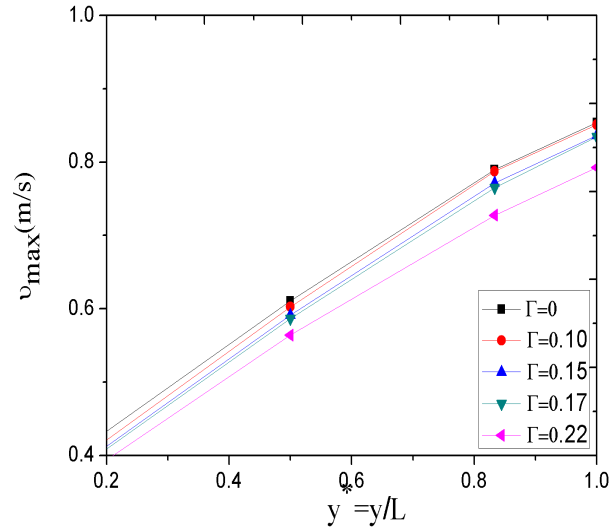


Figura 3.26: Velocidad máxima respecto a la variación de la inclinación de la superficie B.

En la Figura 3.27 (a-b) se muestra el flujo de calor para ambas superficies que conforman el canal. La Figura 3.27a muestra que para la superficie isotérmica el comportamiento del flujo de calor es decreciente a medida que se incrementa la distancia en el eje vertical  $y$ , sin embargo, es importante mencionar que a medida que se varía  $\Gamma$ , el flujo de calor es ligeramente mayor al caso de referencia ( $\Gamma = 0$ ), mientras que para la superficie B (Figura 3.27b) presenta un comportamiento decreciente a medida que se varía la pendiente exceptuando el caso de  $\Gamma = 0.22$  de inclinación, en donde el comportamiento del flujo de calor se incrementa respecto al caso de referencia para altos valores de  $y$ .

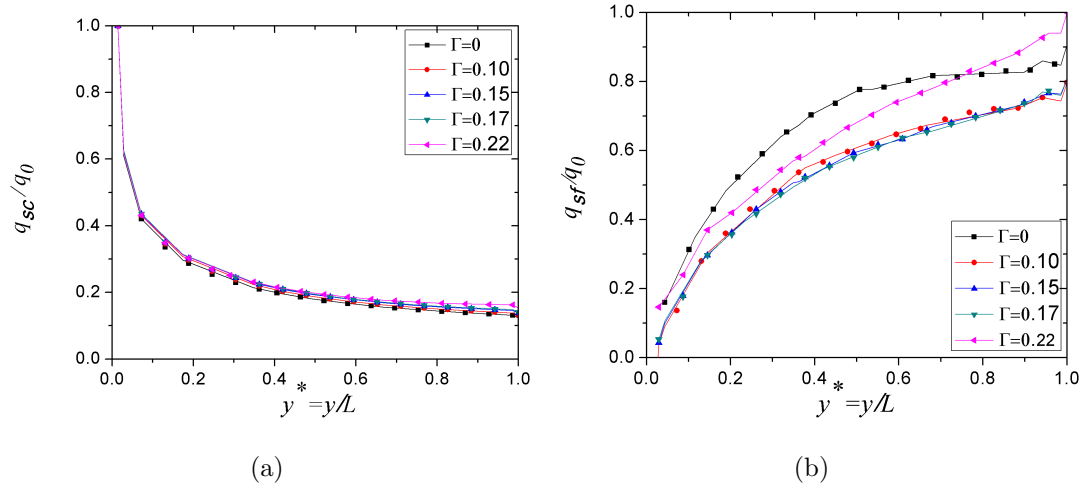


Figura 3.27: Calor transferido. *a)* Flujo de calor para la superficie isotérmica a 222 °C. *b)* Calor transferido a la superficie B.

## CAPÍTULO 4

# VALIDACIÓN EXPERIMENTAL

---

Con el propósito de corroborar los resultados obtenidos mediante la simulación computacional (CFD) fue preciso llevar a cabo una validación experimental del modelo numérico a través de un modelo físico. La validación se encuentra dividida por etapas:

1. Diseño conceptual del modelo físico y metodología de prueba.
2. Dimensionamiento de componentes.
3. Construcción del modelo experimental.

## 4.1 DISEÑO CONCEPTUAL DEL PROTOTIPO Y METODOLOGÍA DE PRUEBA

Las condiciones de operación que se tomaron en cuenta para el diseño del modelo experimental, que dicho dispositivo se operará bajo condiciones de temperatura constante haciendo uso de una cámara de ambiente controlado.

Teniendo como objetivo de diseño las consideraciones anteriores, se optó por el uso de un modelo compacto el cual consiste formar un canal mediante el uso de

dos superficies planas las cuales estarán expuestas al aire, y soportadas mediante un elemento estructural. La maqueta experimental se compone de diversos elementos tales como, una resistencia eléctrica embebida en una placa de cobre, un brazo mecánico, una placa de aluminio y una malla de nylon, tal y como se muestra en la Figuras 4.27 a y 4.27 b.

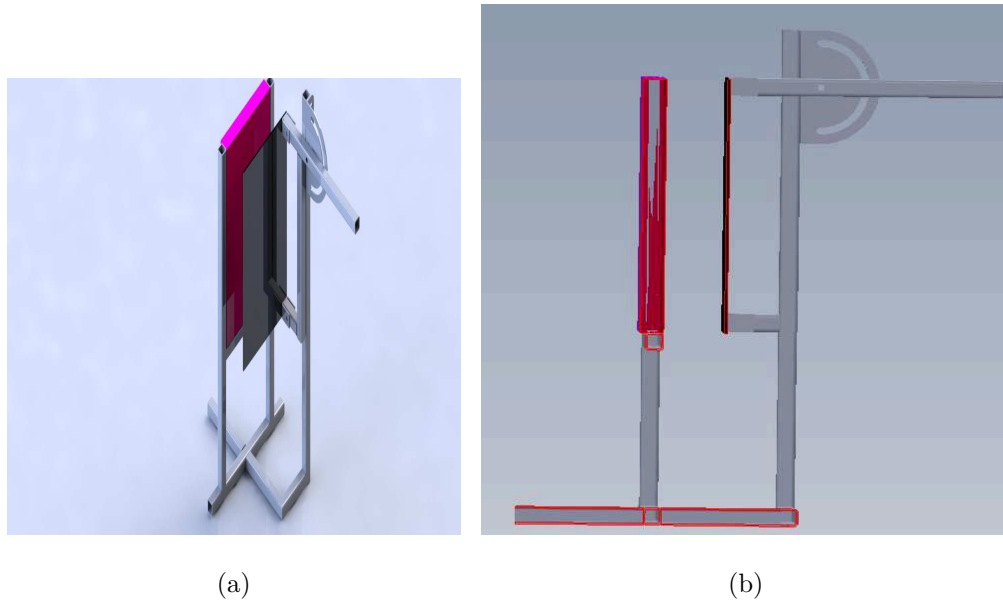


Figura 4.1: Maqueta experimental. a) Vista isométrica. b) Vista lateral.

La función principal de los elementos estructurales es brindar soporte mecánico a la placa de cobre (superficie **A**) que tiene embebida una resistencia eléctrica, de manera que se mantenga en posición vertical, además estos mismos elementos estructurales también brindan el soporte mecánico necesario para soportar una placa de aluminio (superficie **B**), la cual se encuentra ubicada frente a la superficie **A**. La inclinación de la Placa B se fija a través de un brazo mecánico. Dicha unión se encuentra aislada para evitar puentes térmicos que puedan afectar la distribución de temperaturas de la Placa B. La resistencia eléctrica se encuentra embebida en una placa de cobre con el propósito de lograr una superficie uniformemente calentada. Es importante mencionar que para reducir las pérdidas de calor, así como para promover un flujo de calor unidireccional, la pieza, se mantuvo aislada lateralmente

y en su cara posterior.

Para la etapa de validación experimental se propuso una metodología de prueba la cual se muestra en la Figura 4.2.

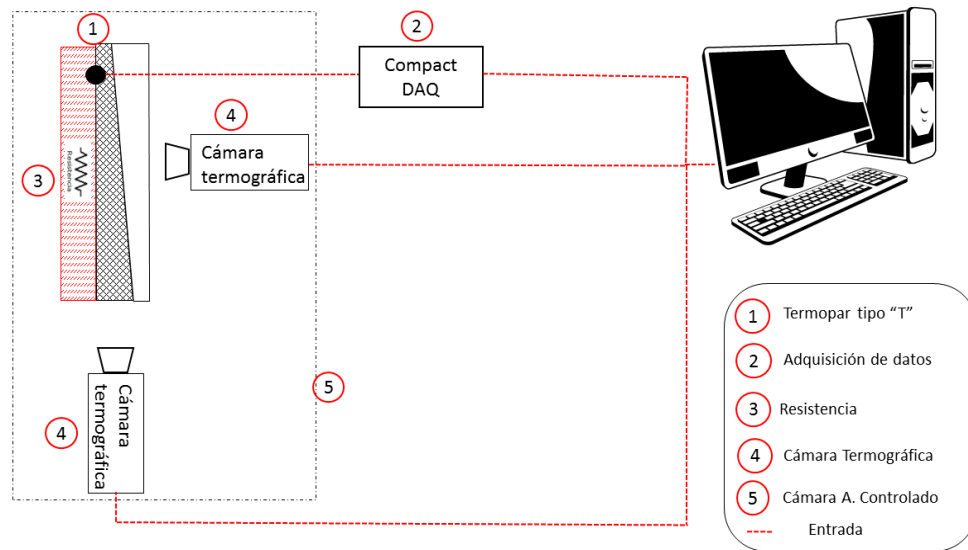


Figura 4.2: Metodología de prueba para validación experimental

La metodología propuesta consiste en colocar el modelo experimental dentro de una cámara de ambiente controlado la cual permite manipular la temperatura ambiental dentro del recinto. Al alcanzar la temperatura de consigna se pondrá en operación el modelo experimental dando lugar a un calentamiento uniforme de la superficie plana A, hasta alcanzar una temperatura de aproximadamente 75 °C. Al existir un diferencial de temperatura entre la superficie caliente y la temperatura ambiental del recinto de prueba da a lugar a un diferencial de densidad, y por consiguiente ocurre el fenómeno, dando lugar a la aparición de la convección natural en el canal de estudio. Mediante el uso de termografía infrarroja, y a través del uso de una malla de nylon es posible visualizar la distribución de temperatura dentro del canal de estudio, lo que permitió visualizar el desarrollo de la capa límite térmica. La estrategia del uso de una malla de nylon la empleó, Lewandowski [20]. El autor empleó este tipo de material por sus características térmicas, ya que cuenta con una

Tabla 4.1: Factores y respuestas para análisis

Factor controlable	Niveles	Respuestas
Temperatura ambiental	$15^{\circ}C$	Perfiles y distribución de temperatura
	$25^{\circ}C$	
Valor de $\Gamma$ para la superficie B	0	Perfiles y distribución de temperatura
	0.15	
	0.22	

baja conductividad térmica, y a su vez permite visualizar mediante técnica infrarroja la distribución de temperatura dentro del canal sin afectar el fenómeno físico de la convección natural. Con el fin de observar los efectos de la radiación al variar la inclinación de la placa, se debe colocar la cámara infrarroja frente a la Placa B para la obtención de la distribución de temperatura de la misma.

Para la realización de una validación experimental se tomaron como base los resultados obtenidos mediante la simulación, y se seleccionaron los casos con mayor influencia en la transferencia de calor y en la velocidad. En los experimentos  $\Gamma$  toma valores de 0, 0.15 y 0.22. El caso de 0.15 corresponde a un flujo de calor inferior al de referencia ( $\Gamma = 0$ ), mientras que el caso de 0.22 resultó ser el caso más diferenciado respecto al caso de referencia. A partir de los casos a evaluar experimentalmente, se determinaron los factores controlables con sus respectivos niveles, así como también las variables de interés, los cuales se muestran en la Tabla 4.1.

Después de determinar los factores controlables y las variables respuesta, se planteó un diseño de experimentos (Tabla 4.2), el cual nos permite evaluar sistemáticamente la influencia de diversos factores para la distribución de temperatura en la Placa B.

Tabla 4.2: Diseño de Experimentos(DOE)

$N^\circ$ Prueba	$\Gamma$	Temperatura Ambiental
1	0	25° C
2	0	15° C
3	0.15	25° C
4	0.15	15° C
5	0.22	25° C
6	0.22	15° C

## 4.2 DIMENSIONAMIENTO DE COMPONENTES

Establecer un criterio para un adecuado dimensionamiento y selección de los componentes es de suma importancia debido a que éstos deben ir direccionados a cubrir los requerimientos de diseño, además de obtener diversos beneficios tales como: el adecuado dimensionamiento de componentes, reducción del costo para la etapa de validación experimental, tiempos de ejecución, entre otros.

### 4.2.1 CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LA RESISTENCIA ELÉCTRICA

Para el adecuado dimensionamiento de la resistencia se partió del cálculo del número de Rayleigh considerando una temperatura supesta, en donde el número de Rayleigh se define como:

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha} \quad (4.1)$$

donde  $T_s$  es la temperatura supuesta de la superficie, considerando que  $T_s = 75^\circ\text{C}$ . A partir de la temperatura supuesta se tomaron los valores de  $\nu$  y  $\alpha$  cuyos valores respectivos son de  $\nu = 0.00001798 \text{ m}^2/\text{s}$  y  $\alpha = .00002487 \text{ m}^2/\text{s}$  (valores tomados de



tablas, ccengel2006termodinamica). En cuanto a la longitud característica toma un valor de  $L = 0.3$  m.

Considerando que  $Ra_L = 9.2 \times 10^7$  se emplea el criterio mostrado en la Tabla 4.3 para determinar si el flujo es laminar, en transición o turbulento.

Tabla 4.3: Clasificación del flujo respecto al número de Rayleigh Ra

$Ra_L$	$10^6 - 10^9$	Laminar
$Ra_L$	$10^9$	Transición
$Ra_L$	$> 10^9$	Turbulento

A partir de la Tabla 4.3 se tiene que el flujo se encuentra en régimen laminar, por consiguiente es posible emplear la correlación del número de Nusselt para una placa plana, definida como [6]:

$$Nu_L = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (4.2)$$

Como resultado de la operación anterior se obtiene  $Nu_L = 57.73$ . Al conocer el número de Nusselt es posible calcular un coeficiente de transferencia de calor promedio el cual es determinado a partir de la definición del número de Nusselt (5.1).

$$h = \frac{Nu_L k}{L} \quad (4.3)$$

El resultado es un coeficiente de transferencia de calor por convección de  $h = 5.29$  W/m<sup>2</sup> K. Por último se utiliza la ley de enfriamiento de Newton para conocer el flujo de calor, tal y como aparece a continuación:

$$Q = hA(T_s - T_\infty) = 15W \quad (4.4)$$

donde el área se considera como  $A = 0.06$  m<sup>2</sup> y  $h = 5.29$  W/m<sup>2</sup> K. Este calor

representa la capacidad mínima que debe tener la resistencia eléctrica para mantener una superficie a una temperatura constante de  $T_s = 75\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

La capacidad de la resistencia eléctrica es pequeña para el área de la superficie. En el experimento se utilizó una resistencia de 1000 W, la cual se reguló mediante el uso de un reóstato.

#### 4.2.2 INSTRUMENTACIÓN Y ADQUISICIÓN DE DATOS

En esta sección se describen las características de cada uno de los instrumentos e instalaciones utilizadas para la realización de la validación experimental. También se describen los componentes utilizados para la adquisición de datos.

El concepto de **Instrumentación** se define como toda aquella herramienta que tiene como finalidad medir o controlar una o más variables de un proceso tales como presión, nivel, flujo, temperatura, densidad, capacitancia, resistencia, corriente, frecuencia, tensión, inductancia, viscosidad.

#### 4.2.3 CÁMARA CLIMÁTICA

Debido a que la diferencia de temperatura entre el aire circundante y las placas juega un papel de suma importancia para el estudio del fenómeno, se hizo uso de una cámara climática, la cual permite tener el control de la temperatura en su interior. La cámara se encuentra situada en las instalaciones del Laboratorio de Ambiente Controlado del LIITE (Laboratorios de Investigación e Innovación en Tecnología Energética), ubicados en la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica, perteneciente a la Universidad Autónoma de Nuevo León.

**Descripción de la cámara de ambiente controlado.** Ésta se considera como un recinto cuyas dimensiones internas son de 4 m de ancho por 3.5 m de pro-

fundidad, y una altura de 3 m. Dicho recinto permite tener un control de temperatura con un rango de  $-30^{\circ}\text{C}$  hasta  $40^{\circ}\text{C}$ , cuenta con una capacidad de adquisición y registro de hasta 96 termopares, 4 canales RTD para la medición de la temperatura interna de la cámara, 4 canales para medición de voltaje, y 4 canales para la medición de corriente. Con fines ilustrativos se muestra en la Figura 4.3 la cámara utilizada para la realización de las pruebas experimentales.



Figura 4.3: Cámara de ambiente controlado

#### 4.2.4 SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS

Para la adquisición de datos se utilizó un controlador modelo Compact cRio-9024, Figura 4.4, el cual permite utilizar una serie de módulos de entradas o salidas para realizar diversas medidas de entradas/salidas analógica, digital y contador o temporizador.



Figura 4.4: Sistema de control cRIO-9024.

#### 4.2.4.1 MEDICIÓN DE TEMPERATURA

Para la adquisición y monitoreo de temperaturas de la superficie caliente se empleó una tarjeta NI-9213, Figura 4.5, la cual nos permite adquirir la señal analógica producida por el termopar utilizado.



Figura 4.5: Módulo de adquisición de temperaturas NI-9213.

Para la medición de temperatura se emplearon Termopares tipo "T", Figura 4.6, los cuales tienen una incertidumbre de medida de  $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ . Los termopares se emplearon para la medición de temperatura de la superficie caliente.

En cuanto a la obtención de la distribución de la temperatura en el interior del canal y en la placa de estudio, se utilizó una cámara termográfica ThermoCAM Researcher SC4000 (FLIR), Figura 4.7, cuyas características son: una longitud de onda de 3 a 5  $\mu\text{m}$ , resolución de  $320 \times 256$  a 420 Hz, y con una temperatura de operación de  $-40$  a  $+71^{\circ}\text{C}$ . La cámara puede medir temperaturas con una sensibilidad



Figura 4.6: Termopar tipo T.

de 25 mK.



Figura 4.7: Cámara termográfica FLIR SC4000

#### 4.2.4.2 CONTROL DE LA RESISTENCIA ELÉCTRICA

Para el adecuado control de la corriente eléctrica fue necesario el uso de un reóstato o una resistencia variable, Figura 4.8, con la cual es posible manipular la corriente.

Este elemento de control se conectó en serie con la resistencia reduciendo la corriente demandada por la resistencia eléctrica.



Figura 4.8: Reóstato con una potencia de 500 W y una corriente nominal de 2 A.

### 4.3 VALIDACIÓN DEL MÉTODO PARA LA OBTENCIÓN DE LA DISTRIBUCIÓN DE TEMPERATURAS DEL CANAL

Lewandowski [20] estableció el uso de termografía infrarroja para la obtención de las temperaturas del aire en el canal, así como también la temperatura de la superficie de estudio. Con el propósito de validar el método fue necesario corroborar que la resistencia embebida en una placa de cobre tuviera una temperatura uniforme.

Para lograr homogeneizar la emisividad térmica, se pintó de color negro mate la superficie de la placa de cobre. Mediante la comparación de la medición con termopar y la termografía infrarroja, se logró determinar la emisividad térmica, la cual tiene un valor de  $\varepsilon = 0.95$ . Se tomó entonces una imagen termográfica de la placa, misma que se muestra en la Figura 4.9.

A partir de la distribución de temperatura de la placa, y empleando el procesador de imágenes de la cámara termográfica, se trazaron tres líneas a lo largo de la superficie de la placa, tal y como se muestra en la Figura 4.9, asignándoles el nombre de L1, L2 y L3. Para cada una de las líneas se determinó el perfil de temperatura a lo largo de la superficie de la placa, éstos se muestran en la Figura 4.10. Es posible apreciar que la temperatura es de  $71.4^{\circ}\text{C}$  con valores máximos y mínimos de  $71.5$  y  $70.8$ , respectivamente.

Con el fin de determinar los valores de temperatura que predominan en la

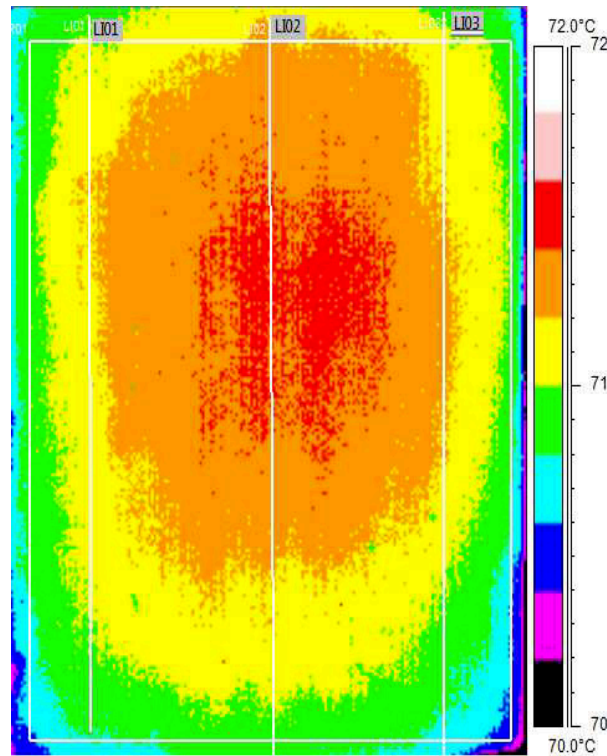


Figura 4.9: Distribución de temperatura para la superficie isotérmica.

superficie, se empleó un histograma, el cual se muestra en la Figura 4.11. A partir de la Figura 4.11 es posible determinar que los valores de temperatura que predominan en la superficie toman entre  $71.2^{\circ}\text{C}$  y  $71.4^{\circ}\text{C}$ .

Como resultado del análisis se puede concluir que la placa vertical se puede considerar como una placa calentada uniformemente. Con esta condición de estudio se prosiguió a llevar a cabo la validación del método para la determinación de la distribución de temperaturas a lo largo y ancho del canal.

Las condiciones bajo las cuales se llevó a cabo la medición de la distribución de temperaturas a través de termografía infrarroja fueron:

- Temperatura ambiental constante a  $27^{\circ}\text{C}$ .
- Tensión de alimentación de 120 V.
- Temperatura de superficie  $70^{\circ}\text{C}$ .

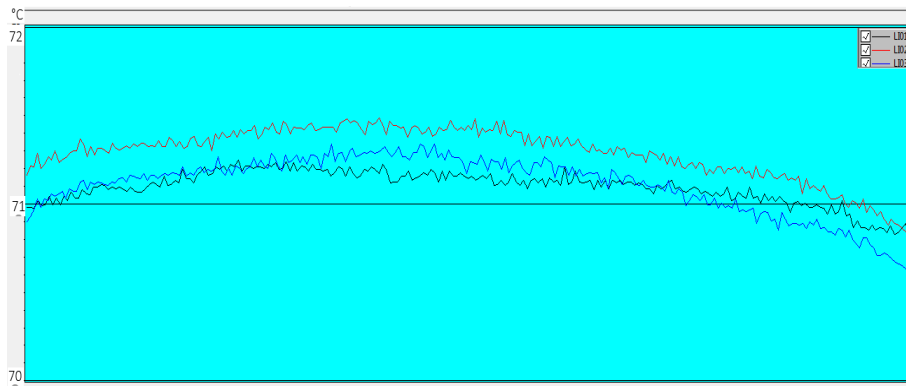


Figura 4.10: Perfiles de temperatura a lo largo de la superficie isotérmica a lo largo de diferentes líneas verticales.

Al llevar a cabo la validación del método se obtuvieron termografías en donde se puede apreciar claramente la obtención de la distribución de temperaturas del aire mediante el uso de la malla de nylon, tal y como se muestra en las Figuras 4.12 (a-b).



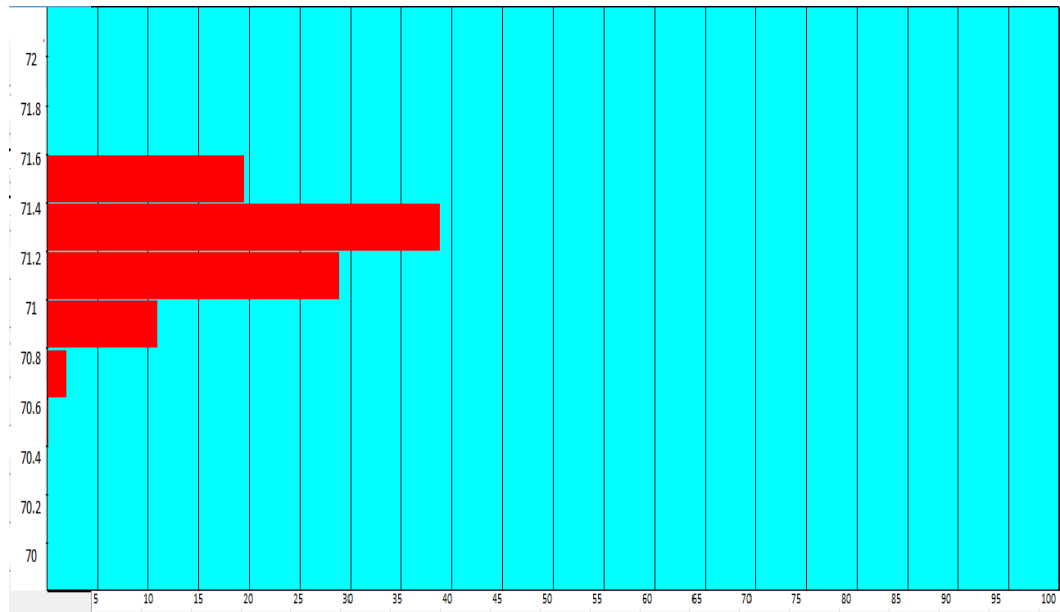
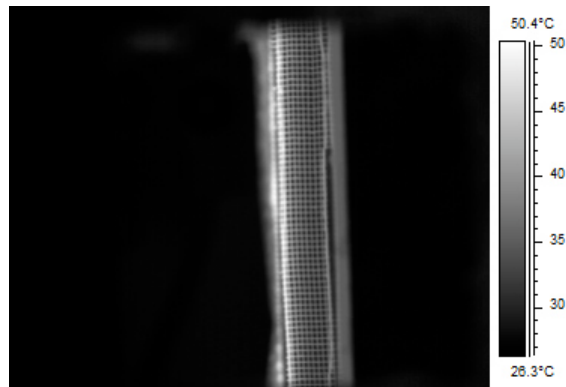
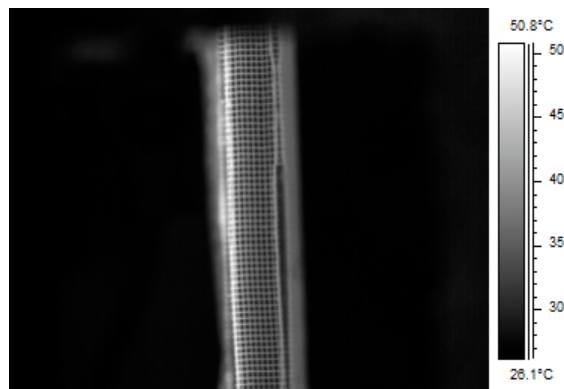


Figura 4.11: Histograma de la temperatura para la superficie isotérmica.



(a)



(b)

Figura 4.12: Distribución de temperatura en el canal.

Como resultado de la prueba de validación es contundente decir que mediante el uso de una malla de baja conductividad térmica es posible determinar la distribución de temperatura del aire mediante el uso de una cámara termográfica.

## 4.4 CALIBRACIÓN DEL RECINTO DE PRUEBA

Puesto que para el estudio de la convección natural es de suma importancia el control de la corriente libre, fue necesario revisar el recinto de prueba para la obtención de un ambiente a temperatura constante y condiciones de aire estáticas. Se realizó la construcción de un elemento estructural en el cual se sobrepone un filtro que permite la obtención de un equilibrio térmico en el interior de la estructura, en donde estará ubicada la maqueta experimental. Además con esto se consiguió amortiguar los efectos de las corrientes convectivas producidas por el control de la cámara climática.

Mediante el uso de un anemómetro se obtuvo la distribución de la velocidad vertical a lo largo y ancho de la cámara climática para diferentes alturas determinando una velocidad promedio para cada valor de altura. Los resultados obtenidos del análisis se muestran en la Figura 4.13. Para una altura de trabajo de 0.75 m sobre el piso, se tiene una velocidad promedio de 0.04 m/s, por ende este valor de la magnitud de la velocidad es el que se desea amortiguar con el uso del filtro.

Para amortiguar los efectos convectivos de la cámara se hizo uso de un material suficientemente poroso, como el "pellón", el cual permite tener un adecuado equilibrio térmico así como también amortiguar los efectos de las corrientes convectivas de la cámara. Para la validación de la efectividad del filtro se emplearon dos diferentes pruebas. La primera de ellas hizo uso de un túnel de viento localizado en el laboratorio de Refrigeración de la FIME, cuya principal función es mantener la velocidad del aire constante. Para validar la efectividad del filtro se colocó dentro del túnel una estructura con el filtro de prueba tal y como se muestra en las Figuras 4.14

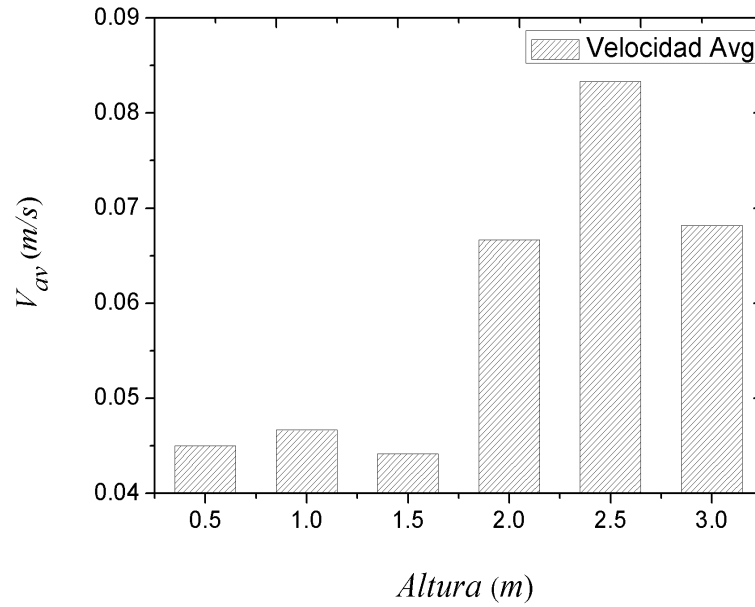


Figura 4.13: Velocidad promedio de la cámara climática como función de la altura medida desde el piso. Datos tomados de Heredia [16].

(a-b). Posteriormente, haciendo uso de un anemómetro se caracterizó la velocidad proporcionada por el ventilador del túnel, mismo que se llevó hasta el 50 % de su capacidad, dando como resultado la curva que se muestra en la Figura 4.15. Esto se hizo con el fin de recrear la velocidad de las corrientes forzadas producidas por el control de la cámara climática, de manera que al tener en un 22 % de la capacidad nominal del ventilador se logra tener una velocidad promedio de 0.05 m/s la cual representa la velocidad promedio de las corrientes convectivas dentro de la cámara climática.

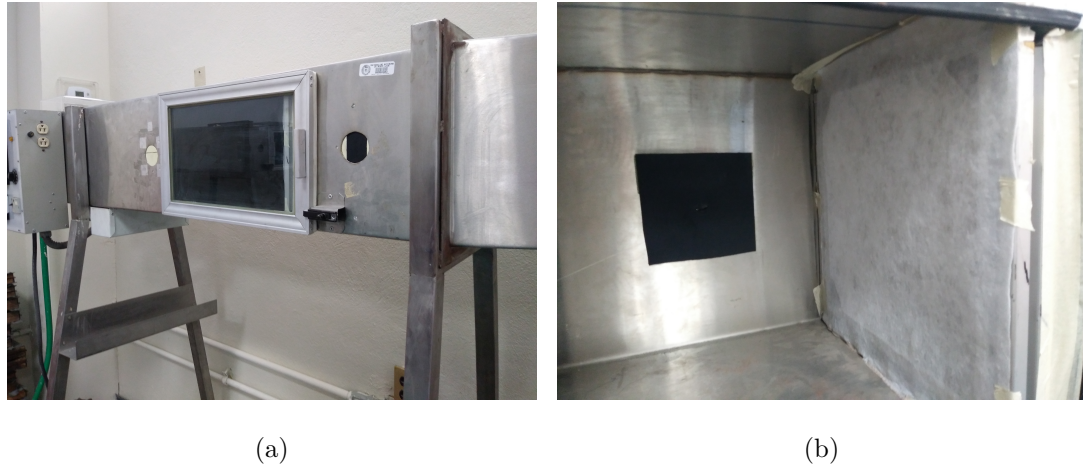


Figura 4.14: Prueba de efectividad del filtro. a) Túnel de viento. b) Filtro de prueba.

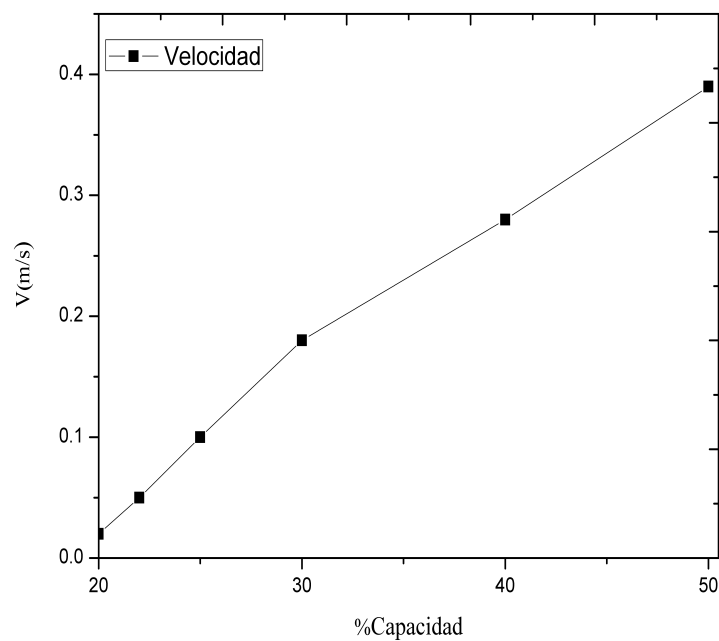


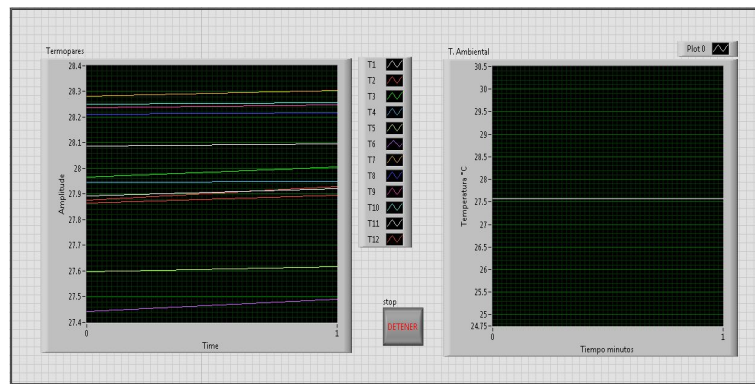
Figura 4.15: Velocidad respecto a la capacidad instalada de potencia del ventilador.

Al realizar la validación de la efectividad del filtro dentro del túnel se determinó que el uso del filtro provoca el decrecimiento de la velocidad en su totalidad, por ende amortigua las corrientes convectivas ocasionadas por el control de la cámara.

Un segundo método de validación tuvo como finalidad asegurar el libre desarrollo de la capa límite térmica al utilizar los filtros. La prueba consistió en posicionar la maqueta experimental dentro de la cámara instrumentada con termopares para la adquisición de la temperatura, tal y como se muestra en la Figura 4.16*a*. Los termopares se posicionaron a 1 cm de distancia de la placa calentada uniformemente sumando un total de 12 sensores, identificados de forma secuencial como T1, T2, T3, T4, T5 Y T6. Para la obtención de la evolución de la temperatura de cada uno de los termopares se empleó un software desarrollado en Labview, cuya interfase se muestra en la Figura 4.16 *b*. La prueba consistió en operar la resistencia eléctrica sin los filtros puestos y con la cámara de ambiente controlado apagada, obteniendo como resultado la evolución de la de temperatura para cada termopar hasta llegar a un estado permanente, en donde se puede asegurar que el sistema alcanzó la estabilidad y equilibrio térmico, por ende la variación de la temperatura será despreciable. Posteriormente se realizó la misma prueba con los filtros puestos y la cámara de ambiente controlado encendida estableciendo un set point de  $29.79\text{ }^{\circ}\text{C}$ , puesto que esta temperatura fue la temperatura promedio de la prueba sin los filtros puestos.



(a)



(b)

Figura 4.16: a) Distribución de termopares. b) Aplicación de Labview para registrar la evolución de temperatura para cada uno de los termopares. Izquierda, temperatura de cada termopar. Derecha, temperatura del ambiente.

Como resultado del estudio se obtuvieron los registros de temperatura, la temperatura ambiente, y la distribución de la velocidad para ambos casos de estudio.

En la Figura 4.17 se muestra la temperatura ambiental dentro de la cámara climática para ambas pruebas, en donde SV es la temperatura sin el uso de los filtros, mientras que CV indica la temperatura ambiental de la prueba con el uso de

los filtros puestos. El set point de temperatura de la prueba se estableció a partir de la temperatura promedio de la prueba realizada sin el uso de los filtros, dicho valor de temperatura tuvo una oscilación de  $\mp 0.5$  ° C y se les asignó el nombre de Low Limit y High Limit.

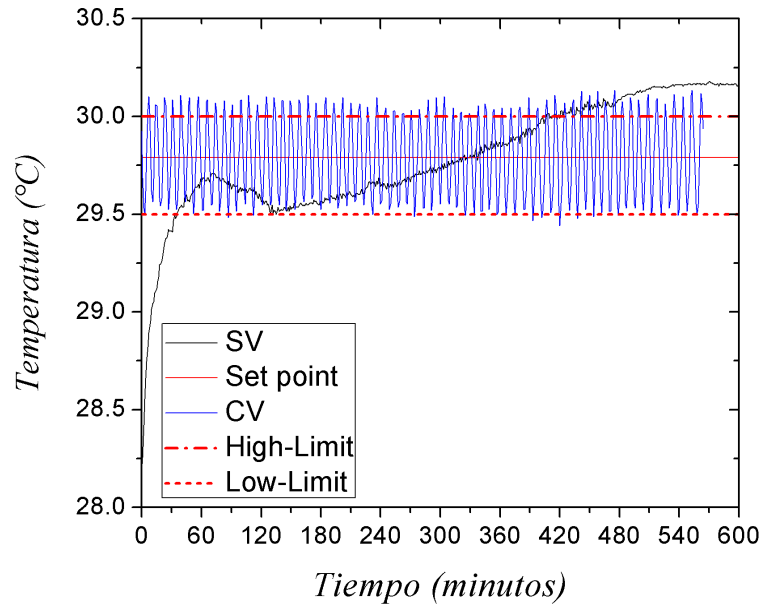


Figura 4.17: Temperatura ambiental dentro de la cámara climática durante las pruebas de validación del método.

La evolución de la temperatura para cada uno de los termopares colocados para la prueba se muestran en las Figuras 4.18 (a-f). Se muestra que para la prueba sin el uso de los filtros la temperatura se logra estabilizar por períodos de tiempo cortos, ésto ocurre debido a que para esta prueba no se tiene un control de la temperatura ambiental, en cambio para la prueba con el uso de los filtros y con el control de la temperatura ambiental se logra estabilizar la temperatura por períodos de tiempo largos. Es importante mencionar que la variación de la temperatura es de  $\mp 0.5$  ° C, por consiguiente se puede determinar que el uso de los filtros no afecta el desarrollo de la capa límite térmica del fenómeno.

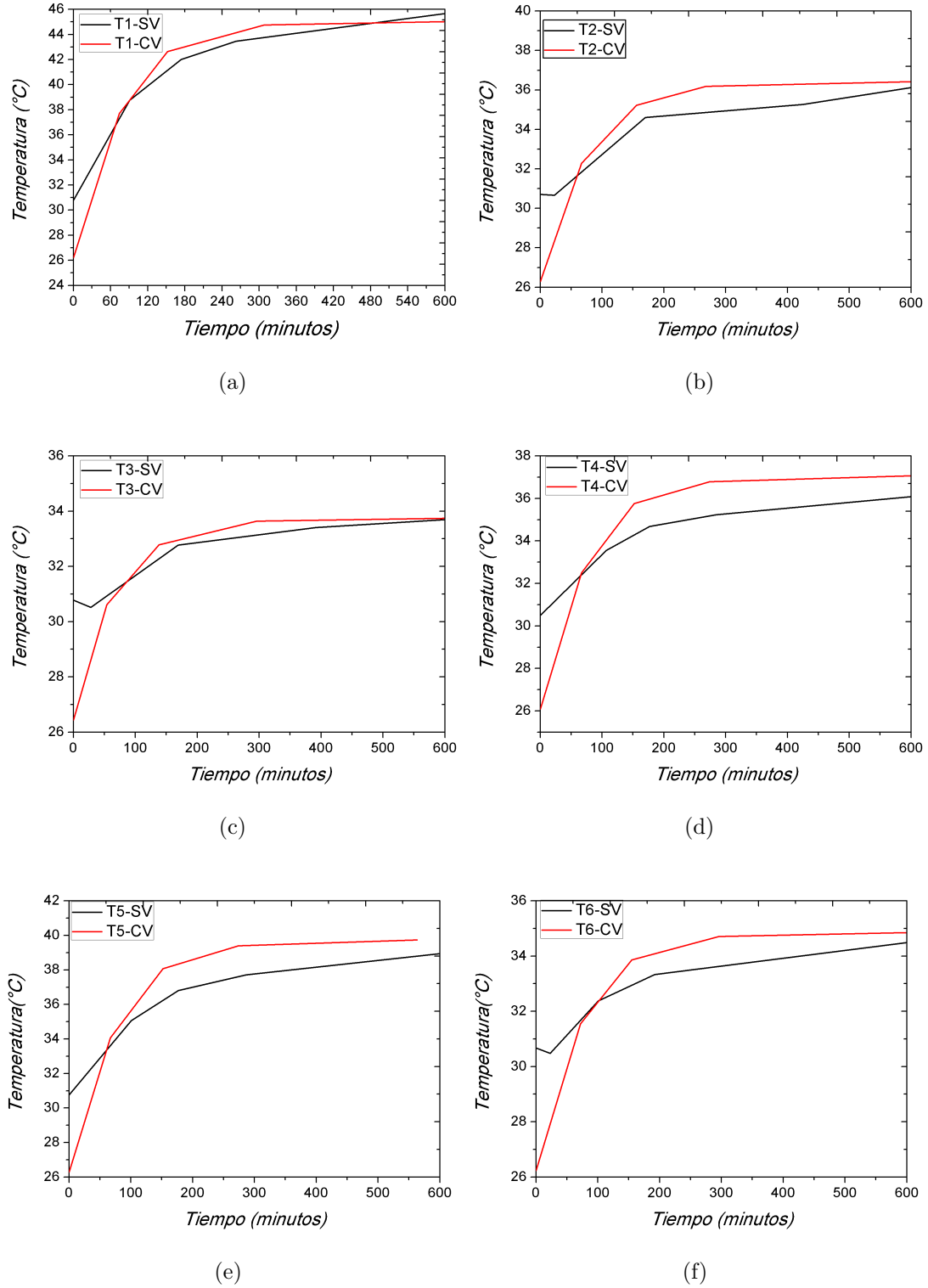


Figura 4.18: Evolución de la Temperatura en la que se comparan los resultados con y sin filtro para cada uno de los termopares. a) Perfil de Temperatura en el termopar T1. b) Perfil de Temperatura en el termopar T2. c) Perfil de Temperatura en el termopar T3. d) Perfil de Temperatura en el termopar T4. e) Perfil de Temperatura en el termopar T5. f) Perfil de Temperatura en el termopar T6.



Para validar la efectividad del filtro se empleó un anemómetro para la obtención de la distribución de la velocidad cerca de cada una de las caras de la maqueta experimental, tal y como se muestra en las Figura 4.19. Se aprecia que la distribución de la velocidad para todas las caras laterales es prácticamente nula, y entonces se puede decir que el uso de los filtros logran atenuar las corrientes generadas por la recirculación de aire dentro de la cámara climática.

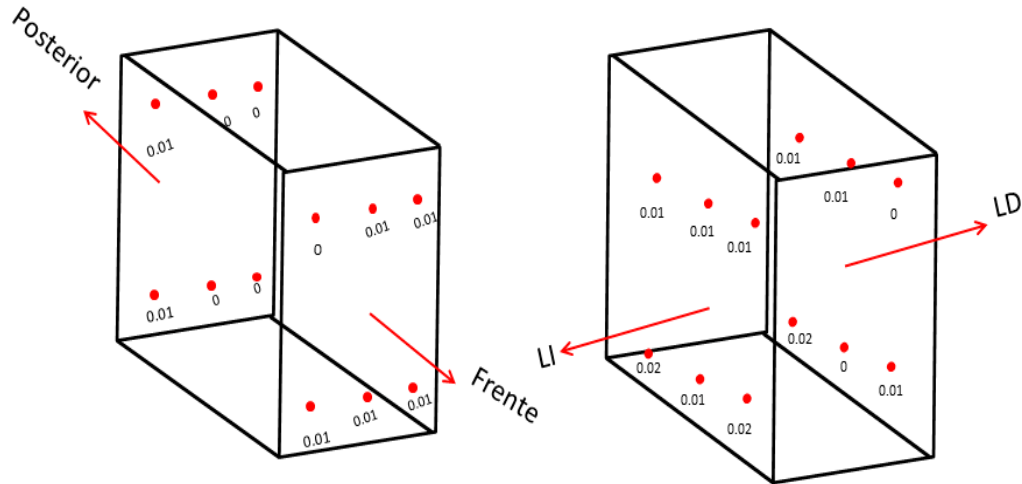


Figura 4.19: Distribución de velocidad cerca de las caras de la zona rodeada por filtro.

## 4.5 METODOLOGÍA DE PRUEBA

Con el propósito de asegurar la repetibilidad de los experimentos se estableció un protocolo de pruebas el cual consta de una secuencia de pasos los cuales se mencionan a continuación:

- Verificar que la cámara climática se encuentre sin cargas térmicas internas, en caso de haberlas se deberán retirar de la cámara climática.
- Introducir a la cámara climática el prototipo de estudio y ubicarlo en alguna de las esquinas de la cámara tal y como se muestra en la Figura 4.20.

- Instalar soportería necesaria para el uso de la cámara termográfica.
- Asegurar que las puertas de la cámara se encuentren cerradas y poner en funcionamiento el control de la cámara climática con un set point de temperatura de 25 °C.
- Antes de poner en funcionamiento el banco experimental se deberá esperar a que la temperatura de la cámara se estabilice.
- Posteriormente a la estabilización de la cámara, se pondrá en funcionamiento el prototipo experimental y se deberá esperar a que el sistema logre su estado estable.
- Al alcanzar el estado estable se deberá proceder con la toma termografía del sistema.

Cada una de las pruebas requirió típicamente de 11 horas.

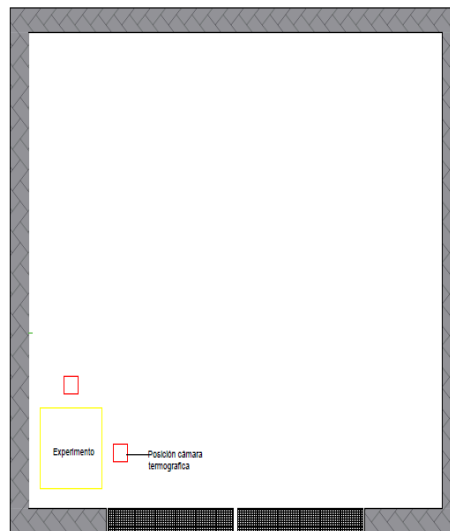


Figura 4.20: Esquema de la ubicación del modelo experimental dentro de la cámara climática.

## 4.6 RESULTADOS EXPERIMENTALES

Como resultado de las pruebas experimentales se obtuvieron las distribuciones de temperatura dentro del canal, en puntos conocidos, así como el perfil de temperatura a lo largo de la superficie B.

### 4.6.1 PROCESAMIENTO DE DATOS

Para la obtención de los perfiles de temperatura del canal fue necesario convertir la imagen termográfica en una matriz de datos. Se realizó esta misma acción para una muestra de 10 imágenes, al tener una serie de matrices se calculó una matriz de datos promedio quedado expresada de la siguiente manera.

$$M = (A) + (B) + (C) + \cdots (N)$$

$$M^t = \frac{1}{10} \tag{4.5}$$

A partir de los puntos de referencia P1 Y P2, y con una distancia conocida (Figura 4.21), se calculó la equivalencia de un pixel en centímetros (1 px= 0.00337 cm), por consiguiente es posible determinar la posición exacta de los datos a analizar. Puesto que los datos numéricos de cada uno de los pixeles se encuentran en valores en la escala de grises, fue necesario convertir esta escala a valores de temperatura. Para llevar la conversión de datos se empleó una correlación lineal en función de la escala de temperatura de la imagen termográfica y del valor numérico en el pixel, de tal manera que para cada valor del pixel le corresponde un valor de temperatura.

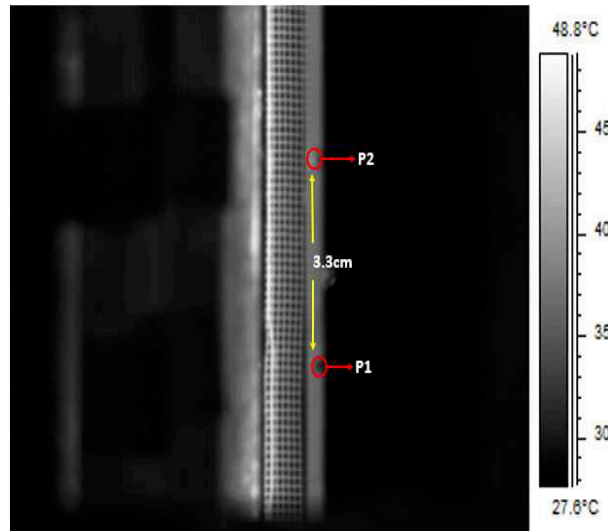


Figura 4.21: Puntos de referencia para el análisis de datos, P1 Y P2, así como escala de grises y su correspondiente valor de temperatura.

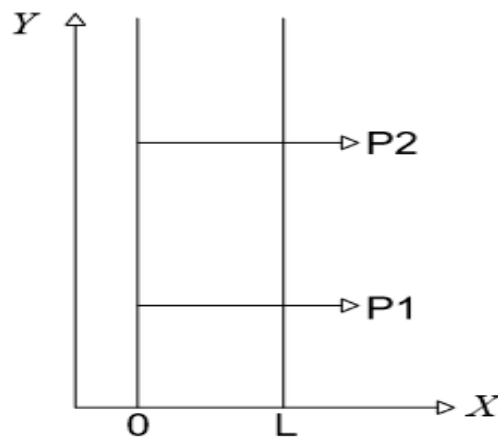


Figura 4.22: Esquema de la ubicación de los puntos de referencia en el canal bajo estudio.

Con el fin de facilitar el procesamiento de datos se desarrolló una aplicación en LabView por parte del grupo de investigación para realizar la conversión de datos, Figura 4.26, en donde para el funcionamiento de la aplicación el usuario tiene que cargar dos archivos en formato CSV, el primero de ellos deberá contener la equivalencia de pixeles en temperatura asignándole el nombre de "Tabla", mientras que el

otro deberá contener la serie de datos a analizar en pixeles y asignadole el nombre de “Origen”; al efectuar la comparativa se genera un nuevo archivo con el nombre de “origen modificado” el cual contiene los valores de temperatura correspondientes al análisis de datos. Cabe mencionar que en caso de que algún dato no pudiera ser convertido este sería mostrado en una columna con su respectivo valor y posición.

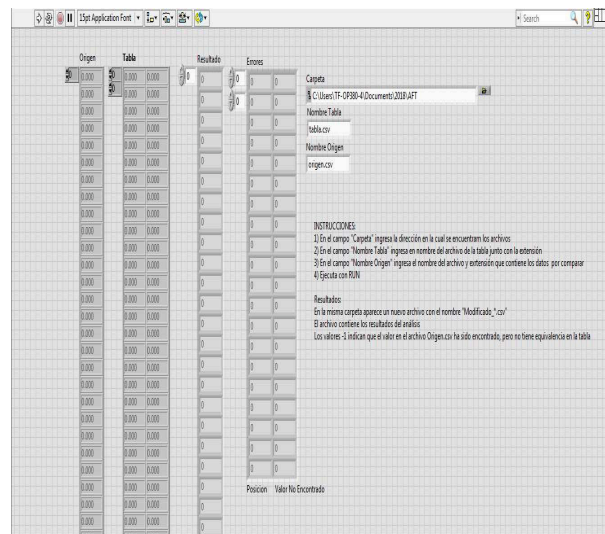


Figura 4.23: Convertidor de temperatura .

Al emplear la malla de nylon como medio para la obtención de la distribución de temperatura dentro del canal, se obtienen datos de temperatura correspondientes a la malla física y datos de temperatura donde existe ausencia de malla, debido a esto fue necesario separar los datos de temperatura asignado como criterio de selección la presencia de la malla física, mientras que los datos de temperatura donde existía ausencia de malla física fueron despreciados.

Como resultado de la selección de datos de temperatura en donde existe presencia de malla física se obtuvieron los perfiles de temperatura correspondientes al diseño de experimentos, tal y como se muestra en las Figuras 4.6.1(a-f) y 4.6.1(a-f) .

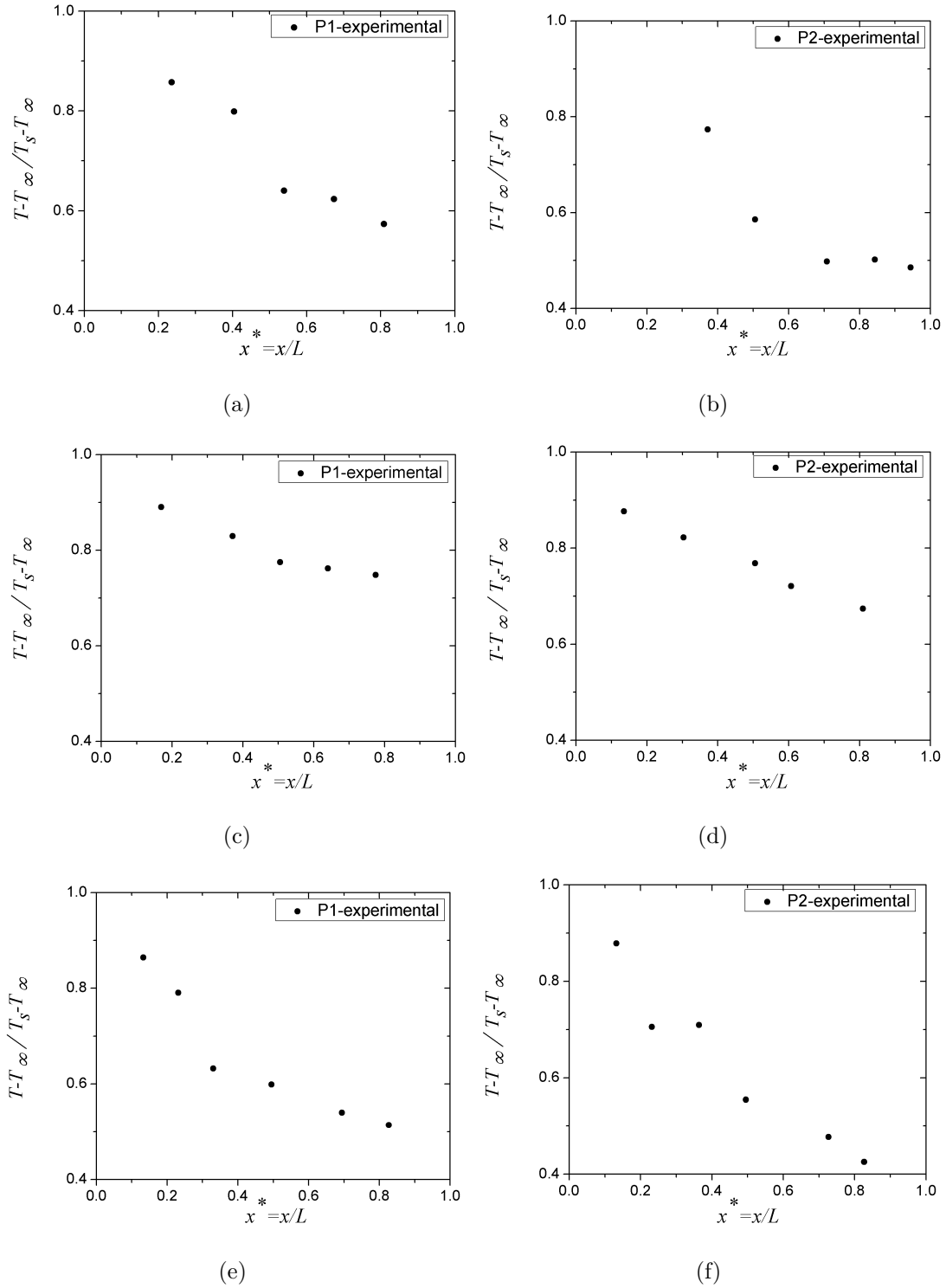


Figura 4.24: Perfiles de temperatura experimentales. a) Perfil de temperatura Experimento N°1 para P1. b) Perfil de temperatura Experimento N°1 para P2. c) Perfil de temperatura Experimento N°2 para P1. d) Perfil de temperatura Experimento N°2 para P2. e) Perfil de temperatura Experimento N°3 para P1. f) Perfil de temperatura Experimento N°3 para P2. g) Perfil de temperatura Experimento N°4 para P1. h) Perfil de temperatura Experimento N°4 para P2. i) Perfil de temperatura Experimento N°5 para P1. j) Perfil de temperatura Experimento N°5 para P2. k) Perfil de temperatura Experimento N°6 para P1. l) Perfil de temperatura Experimento N°6 para P2.

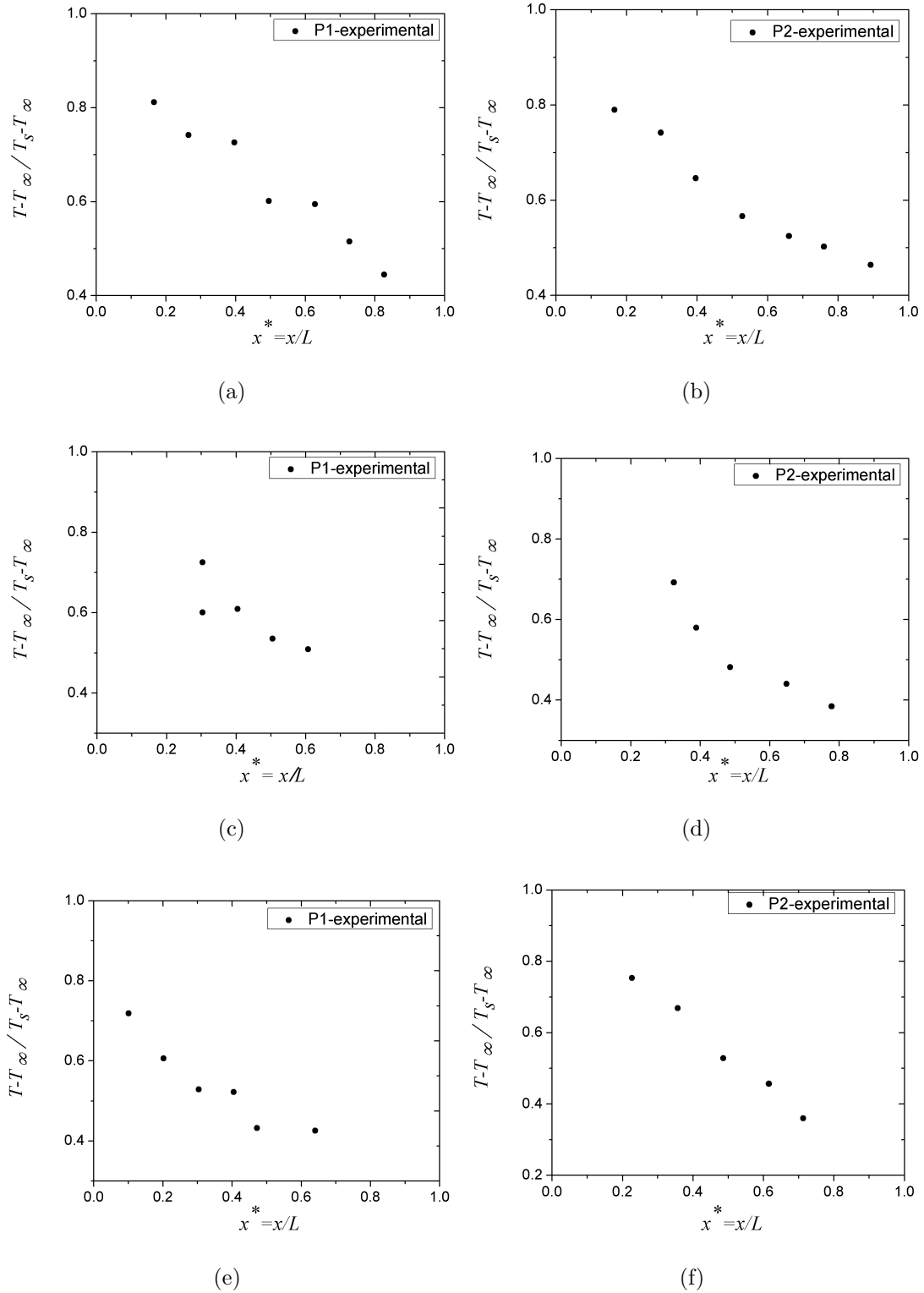


Figura 4.25: Perfiles de temperatura experimentales. a) Perfil de temperatura Experimento N°4 para P1. b) Perfil de temperatura Experimento N°4 para P2. c) Perfil de temperatura Experimento N°5 para P1. d) Perfil de temperatura Experimento N°5 para P2. e) Perfil de temperatura Experimento N°6 para P1. f) Perfil de temperatura Experimento N°6 para P2.

En cuanto a la obtención del perfil de temperatura experimental de la placa de estudio, éste se determinó de la misma manera que para los perfiles de temperatura dentro del canal, partiendo de un punto conocido como referencia, tal y como se muestra en la Figura 4.26 asignando el nombre de punto medio (PM). Para el caso del perfil de temperatura de la placa se tomaron todos los valores a lo largo de la imagen con una longitud de 255 px, posteriormente se convirtieron los valores numéricos de los pixeles a valores de temperatura mediante el uso de la aplicación desarrollada.

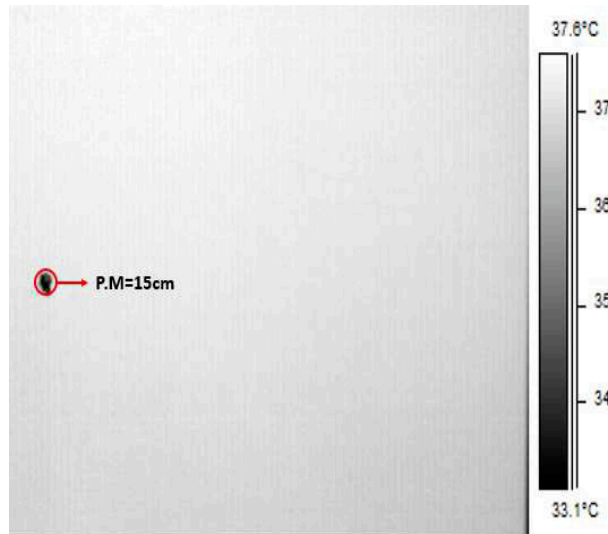


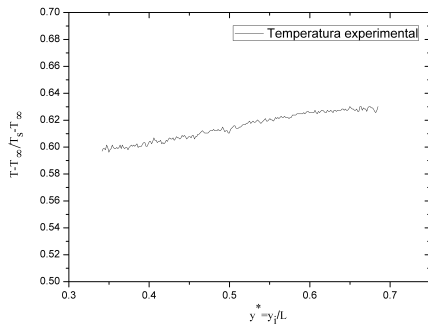
Figura 4.26: Termografía de la superficie B.

Como resultado resultado se obtiene un perfil de temperatura con cierto ruido atribuible a la textura de la superficie, y a la sensibilidad propia de cada sensor de la cámara termográfica, tal y como se muestra en la Figura 4.27 a. Para reducir los efectos provocados por el ruido fue necesario suavizar los datos experimentales mediante la implementación de la ecuación 4.6 [12], la cual es una media móvil en la que se requieren once datos de temperatura del rango  $(n - 5)$  a  $(n + 5)$ , en donde  $n$ , que es un entero que denota la distancia en donde se toma la muestra.

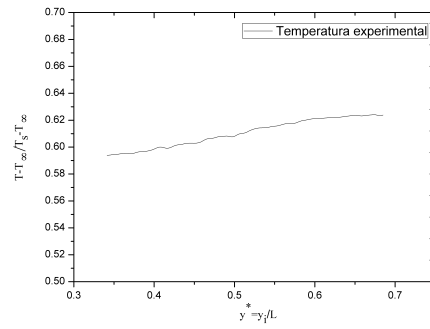


$$T_{filtrada} = \frac{[0.2(T_{n-5} + T_{n+5}) + 0.4(T_{n-4} + T_{n+4}) + 0.6(T_{n-3} + T_{n+3})]}{6.8} + \frac{[0.8(T_{n-2} + T_{n+2}) + 0.(T_{n-1} + T_{n+1}) + 1.0T_n]}{6.8} \quad (4.6)$$

Como resultado de aplicar el método de media móvil se obtiene un perfil de temperatura tal y como se muestra en la Figura 4.27 b.



(a)



(b)

Figura 4.27: Perfil de temperatura experimental-Placa B. a) Perfil de temperatura sin filtro. b) Perfil de temperatura con filtro.

## CAPÍTULO 5

# RESULTADOS

---

El presente capítulo tiene como finalidad mostrar y discutir los resultados obtenidos por las simulaciones numéricas, y los resultados experimentales, con la finalidad de validar los resultados de las simulaciones numéricas del comportamiento físico del fenómeno de convección natural para el problema de estudio.

Como resultados de la presente investigación se tienen: el modelado numérico del fenómeno de convección natural para canales divergentes, la obtención de perfiles de temperatura experimentales mediante el uso de termografía, la cuantificación de los efectos de la radiación sobre una superficie al variar su inclinación.

### 5.1 ANÁLISIS DE LOS PERFILES DE TEMPERATURA

En la Figuras 5.1 (a-f) se muestran los perfiles de temperatura experimentales y simulados para el primer punto de referencia (P1), del canal de estudio. Para los casos (c) y (e) los perfiles de la temperatura adimensional experimental y simulada tienen una diferencia del 10 %. Por otra parte, para el caso (a) se observa que a medida que el valor de  $x$  incrementa también provoca un incremento en la diferencia de hasta un 15 %, mientras tanto, para los casos (b) y (f), donde la temperatura ambiental de prueba fue de 15 °C, se aprecia que los perfiles de temperatura presentan una

tendencia parecida al perfil simulado, sin embargo, se obtiene una diferencia mayor al 10 %, exceptuando el caso (d), en donde presenta una diferencia menor al 10 %. El comportamiento del perfil experimental se atribuye a la desestabilización que sufrió la temperatura ambiental durante las pruebas experimentales. Durante las pruebas el sistema empleado para el control de temperatura ambiental funcionó de manera adecuada para temperaturas mayores a 20 °C, sin embargo, a temperaturas inferiores presentó desestabilización de la temperatura.

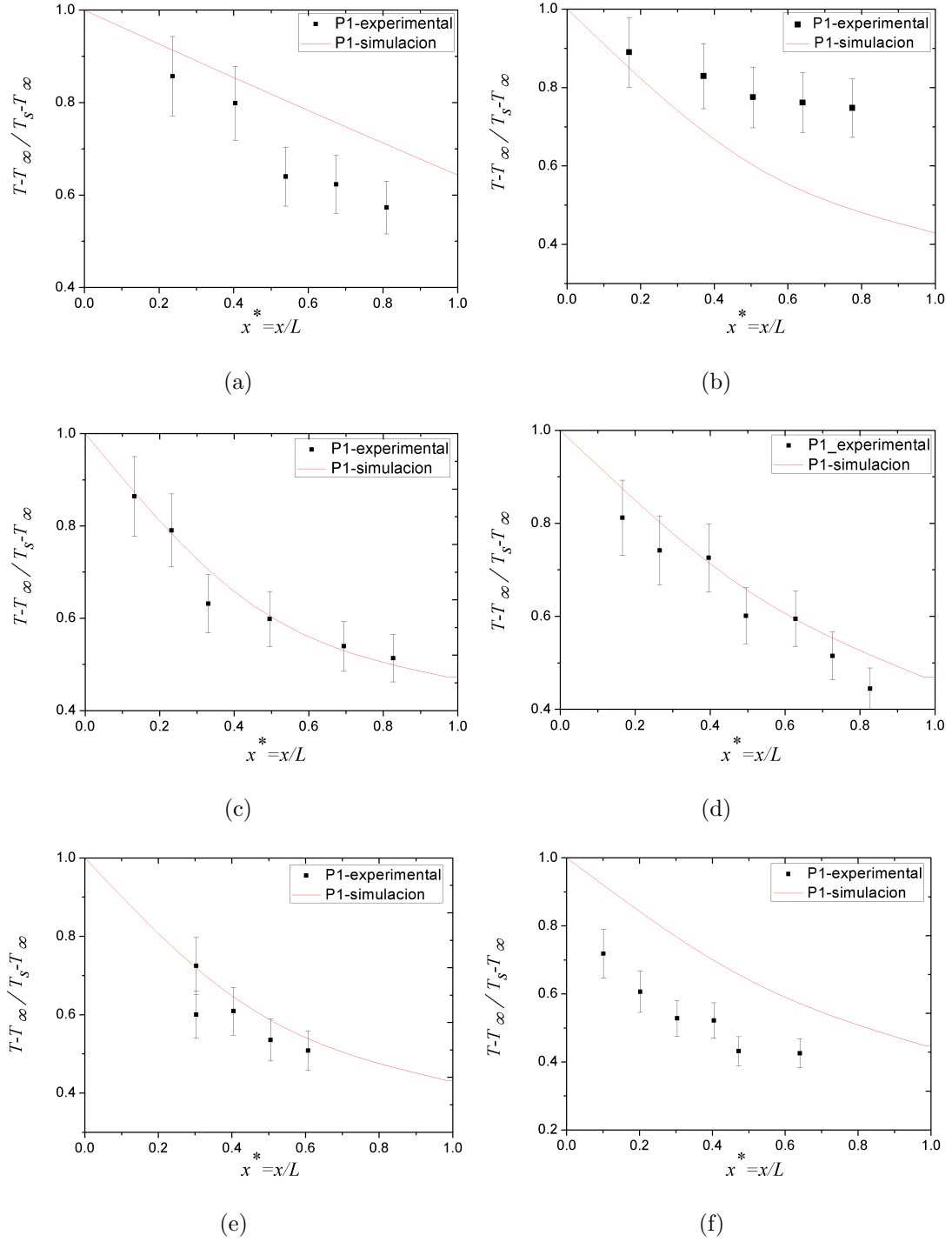


Figura 5.1: Perfil de temperatura dentro del canal, a lo largo de la horizontal, a la altura del punto de referencia P1. a)  $\Gamma = 0, T_A = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ . b)  $\Gamma = 0, T_A = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ . c)  $\Gamma = 0.15, T_A = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ . d)  $\Gamma = 0.15, T_A = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ . e)  $\Gamma = 0.22, T_A = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ . f)  $\Gamma = 0.22, T_A = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Posteriormente a la evaluación del perfil de temperatura a lo largo de la horizontal a la altura del primer punto de referencia (P1), se procedió con el análisis a la altura del segundo punto de referencia (P2). En las Figuras 5.2 (a-f) se muestran los perfiles de temperatura para cada caso de estudio. Para los casos (a), (c) y (e) se muestran los perfiles de temperatura a una temperatura ambiente de 25 °C para diferentes valores de inclinación. Los casos (c) y (e) muestran una tendencia consistente entre los resultados numéricos y experimentales, de manera presentan una diferencia que ronda entre el 10 % y 15 %, mientras que para los casos (b), (d) y (f) se muestran los perfiles de temperatura para una temperatura ambiente de 25 °C. Como se puede observar, para los casos (b) y (f) los perfiles de temperatura presentan similitud respecto a los datos experimentales obteniendo una diferencia que ronda entre el 20 % y 30 %, mientras que para el caso (d) la diferencia disminuye a un 15 %. Como resultado de los perfiles previamente mostrados, es posible determinar que los perfiles obtenidos computacionalmente concuerdan con los datos experimentales. Es importante mencionar que los datos experimentales se pudieron ver afectados por factores como la estabilización.

Por último se determinaron los perfiles de temperatura de la superficie de estudio, Figuras 5.3(a-f). Los casos (a), (c) y (e) corresponden a las pruebas para una temperatura ambiente de 25 °C, mientras que los casos (b), (d) y (f) corresponden a una temperatura ambiente de 15 °C. A partir de los perfiles de temperatura obtenidos es posible determinar que para los casos (a), (c) y (e) se obtiene una diferencia menor al 10 %, mientras que para los casos (b), (d) y (f) se obtiene una diferencia mayor al 10 %.

Con base en los resultados discutidos anteriormente, es posible establecer que mediante la solución de las ecuaciones de gobierno es posible modelar adecuadamente el comportamiento del fenómeno físico de estudio.

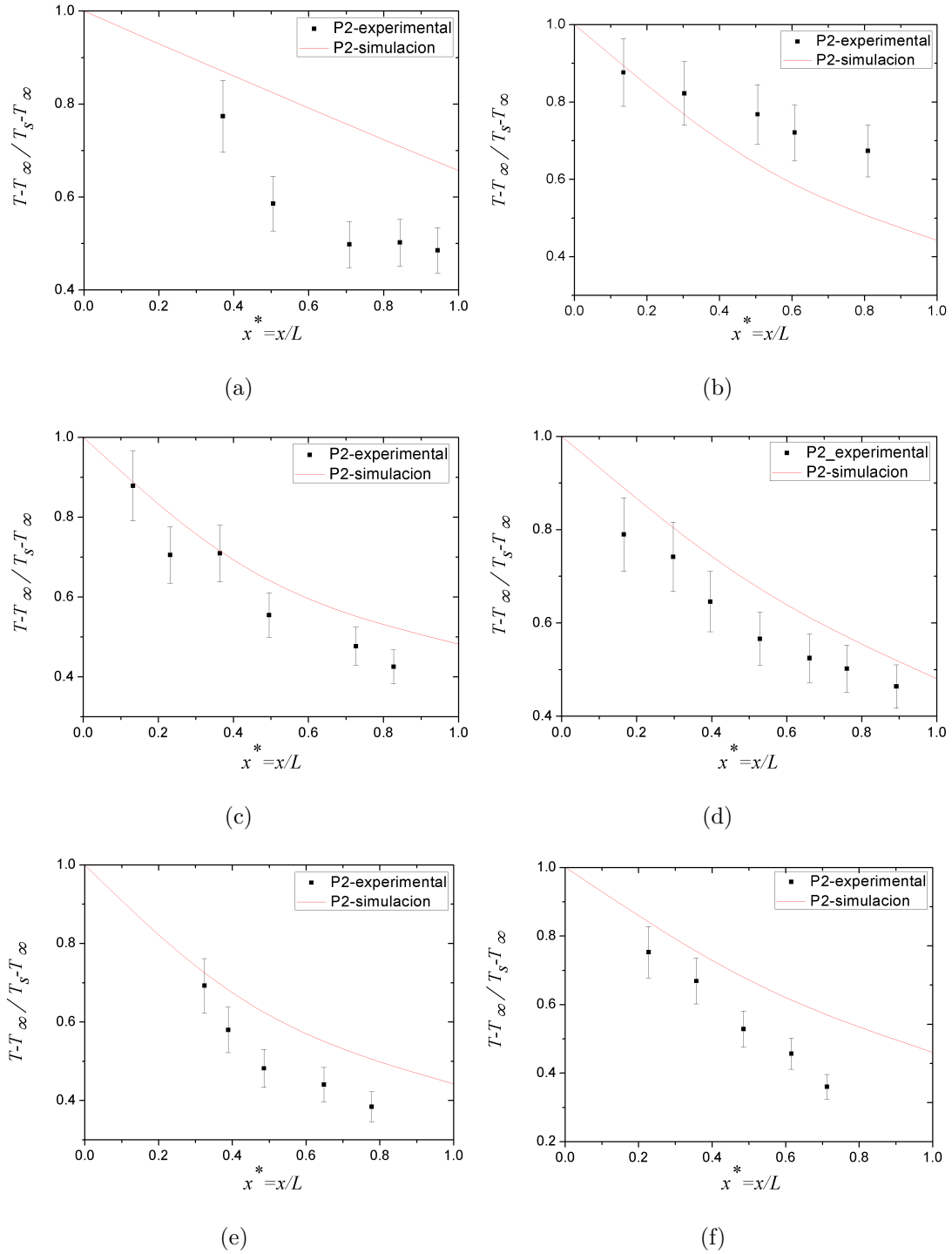


Figura 5.2: Perfil de temperatura dentro del canal, a lo largo de la horizontal, a la altura del punto de referencia P2. a)  $\Gamma = 0$ ,  $T_A = 25^\circ\text{C}$ . b)  $\Gamma = 0$ ,  $T_A = 15^\circ\text{C}$ . c)  $\Gamma = 0.15$ ,  $T_A = 25^\circ\text{C}$ . d)  $\Gamma = 0.15$ ,  $T_A = 15^\circ\text{C}$ . e)  $\Gamma = 0.22$ ,  $T_A = 25^\circ\text{C}$ . f)  $\Gamma = 0.22$ ,  $T_A = 15^\circ\text{C}$ .

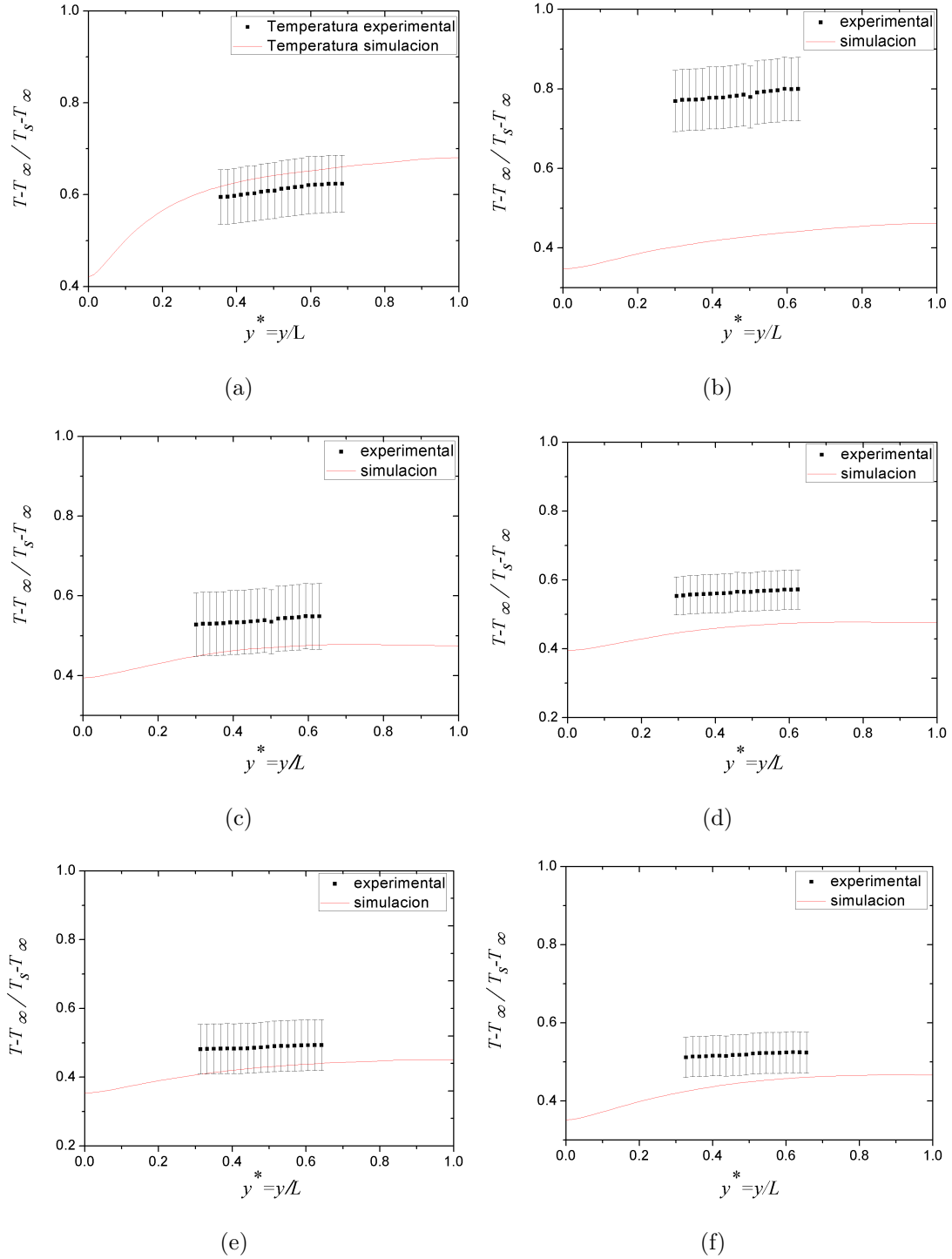


Figura 5.3: Perfiles de temperatura a lo largo de la vertical sobre la superficie inclinada B. a)  $\Gamma = 0$ ,  $T_A = 25^\circ\text{C}$ . b)  $\Gamma = 0$ ,  $T_A = 15^\circ\text{C}$ . c)  $\Gamma = 0.15$ ,  $T_A = 25^\circ\text{C}$ . d)  $\Gamma = 0.15$ ,  $T_A = 15^\circ\text{C}$ . e)  $\Gamma = 0.22$ ,  $T_A = 25^\circ\text{C}$ . f)  $\Gamma = 0.22$ ,  $T_A = 15^\circ\text{C}$ .

### 5.1.1 ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Para la evaluación de la transferencia de calor para la superficie de estudio, se determinó el número de Nusselt local o dicho de otra manera el Nusselt a lo largo de la superficie de estudio; dicho número se obtiene empleando la ecuación 5.1.

$$Nu = \frac{hL}{K} \quad (5.1)$$

Puesto que para la obtención de Nusselt local es necesario conocer el coeficiente local de transferencia de calor convectivo a lo largo de la superficie de estudio, el cual es determinado a partir del calor convectivo empleando la ecuación 5.2.

$$h = \frac{q''}{T_s - T_\infty} \quad (5.2)$$

donde  $T_s$  es la temperatura de la superficie,  $T_\infty$  la temperatura del ambiente, y además:

$$q'' = -k \frac{\partial T}{\partial} \quad (5.3)$$

A partir de los resultados de la simulación numérica se obtienen el flujo de calor total y el flujo de calor por radiación a lo largo de la vertical de la superficie B, sin embargo, para conocer el flujo de calor por convección fue necesario emplear la ecuación 5.4.

$$\begin{aligned} q_{tot} &= q_{conv} + q_{rad} \\ q_{conv} &= q_{tot} - q_{rad} \end{aligned} \quad (5.4)$$

Posteriormente al cálculo del flujo de calor por convección fue necesario calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección mediante la ley de enfriamiento de Newton 5.5.

$$q'' = h(T_s - T_\infty) \quad (5.5)$$

$$h = \frac{q''}{T_s - T_\infty} \quad (5.6)$$



Al obtener el coeficiente de transferencia de calor por convección se calculó el número de Nusselt local a lo largo de la superficie B de estudio mediante la ecuación.

$$Nu = \frac{hL}{K} \quad (5.7)$$

Los procedimientos previamente mencionados se realizaron para todos los datos de cada uno de los casos de estudio. Como resultado del tratamiento de datos se obtiene la variación del número de Nusselt de convección a lo largo de la superficie de estudio, tal y como se muestra en las Figuras 5.4 y 5.5.

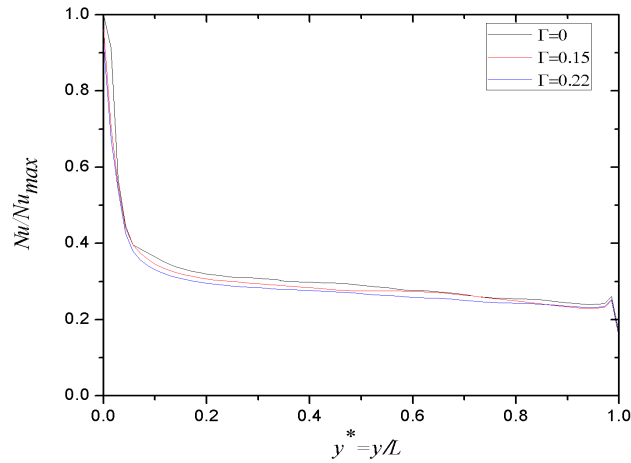


Figura 5.4: Variación del número de Nusselt a lo largo de  $y$  sobre la Placa B, cuando  $T_A = 25^\circ\text{C}$ .

En la Figura 5.4 a) se muestra la variación del número de Nusselt a lo largo de la vertical de la superficie B, como función de la inclinación de dicha superficie, para una temperatura ambiente de  $25^\circ\text{C}$ . Se puede ver que la transferencia de calor a lo largo de la superficie varía ligeramente con la variación de la inclinación de la misma; la inclinación impacta negativamente con decremento de la transferencia de calor respecto al caso de referencia Caso  $\Gamma = 0$ . En la Figura 5.4 b) se muestra la variación del número de Nusselt para una temperatura ambiente de  $15^\circ\text{C}$ . Se muestra un incremento de la transferencia de calor para el caso de  $\Gamma = 0.22$  de inclinación respecto, al caso de referencia ( $\Gamma = 0$ ), sin embargo, no representa un incremento

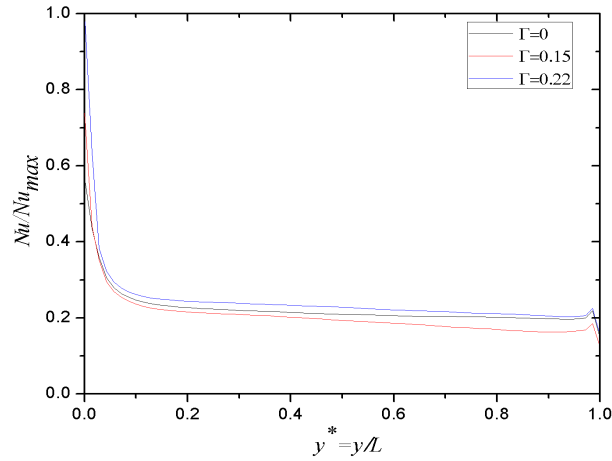


Figura 5.5: Variación del número de Nusselt a lo largo de  $y$  sobre la Placa B, cuando  $T_A = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

considerable mientras que el caso de  $\Gamma = 0.15$  de inclinación muestra un decremento de la transferencia de calor respecto al caso de referencia. Este decremento es más notorio en la parte superior de la superficie de prueba.

Las Figuras 5.4 y 5.5 permite conocer el comportamiento de la transferencia de calor por convección a lo largo de la superficie de estudio, sin embargo, no muestra la influencia que provoca la radiación sobre la transferencia de calor. Es conveniente evaluar el número de Nusselt global y el Nusselt resultante correspondiente a la radiación, tal y como se muestra en la Figura 5.6. Los cuales se encuentran definidos de la siguiente manera:

$$Nu_{global} = \frac{h_{global}L}{K} h_{global} = \frac{q_{global}}{T_s - T_{\infty}}$$

$$Nu_{rad} = \frac{h_{rad}L}{K} h_{rad} = \frac{q_{rad}}{T_s - T_{\infty}}$$

En la Figura 5.6 se muestra que los efectos provocados por el flujo de calor por radiación aportan aproximadamente el 50% de la transferencia de calor total en la superficie. Es importante mencionar que estos efectos decrecen a medida que varia

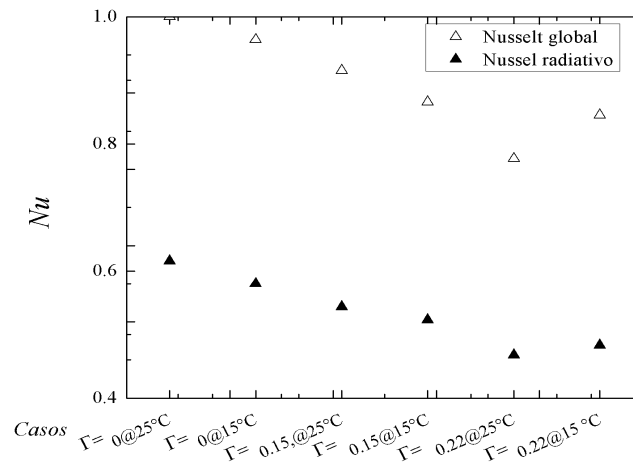


Figura 5.6: Número de Nusselt global adimensionalizado

la inclinación de la superficie de estudio, sin embargo, no representan un decremento considerable, de manera que la variación de la inclinación no reduce significativamente la transferencia de calor por radiación para el rango de inclinación estudiado, para un rango de  $\Gamma$ ,  $0 \leq \Gamma \leq 0.22$ .

## CAPÍTULO 6

# CONCLUSIONES Y TRABAJO FUTURO

---

La transferencia de calor por convección en canales ha sido ampliamente estudiado, sin embargo, en la literatura se encuentra poca información referente a la transferencia de calor conjugada en canales involucrando los efectos provocados por la radiación sobre la superficie adyacente al canal en donde la distribución de temperatura es dependiente de la transferencia de calor por los tres mecanismos de transferencia: conducción, convección y radiación.

Se realizó un estudio numérico de la transferencia de calor por convección natural en canales convergentes y divergentes. Se evaluaron los efectos de la radiación sobre la superficie de estudio al variar la inclinación de la misma. Se consideró un canal divergente y convergente con un calentamiento asimétrico a una temperatura constante con un fluido newtoniano, el cual se modeló como un gas ideal con propiedades constantes, exceptuando la densidad; el problema se abordó considerando estado permanente. Además se llevaron a cabo pruebas experimentales del fenómeno físico empleando un canal divergente variando su inclinación, con el fin de validar el estudio numérico. Las pruebas fueron realizadas en una instalación experimental construida en los laboratorios LIITE de la FIME UANL. Con base en los modelos numéricos realizados y los resultados obtenidos mediante pruebas experimentales es posible concluir los siguientes puntos:

- Se logró modelar adecuadamente el comportamiento físico de la convección natural para canales divergentes y convergentes; detallando los modelos utilizados dando como resultado solución a las ecuaciones de continuidad, la cantidad de movimiento y la ecuación de la energía.
- Con el presente trabajo se evidencia la importancia de la radiación en los problemas de transferencia de calor conjugado en canales, ya que ésta logra tener un impacto importante en los perfiles de velocidad, así como también en los perfiles de temperatura.
- Mediante la obtención de datos experimentales se validó la simulación numérica con imágenes termográficas, perfiles de temperaturas, y termopares.
- Mediante el uso de termografía infrarroja, combinado con técnicas de procesamiento de imágenes se logró identificar la capa límite térmica dentro de los canales de estudio para el presente trabajo.
- Al calcular la variación del número de Nusselt se obtuvo el comportamiento esperado según el modelo numérico, de manera que a medida que se incrementa la inclinación de la superficie de estudio decrece el flujo convectivo, debido al desprendimiento de la corriente en el canal divergente, lo cual contribuye al decrecimiento del flujo convectivo dentro del canal.
- A partir de los datos experimentales analizados se logra validar que la inclinación no favorece de forma notable en el decrecimiento de los efectos de la transferencia de calor por radiación para un rango de  $\Gamma$ ,  $0 \leq \Gamma \leq 0.22$ .
- El presente estudio es de gran utilidad para diversas aplicaciones tales como la fabricación de hornos domésticos, paneles solares, así como también en ámbitos como la arquitectura sostenible entre otras.

## 6.1 TRABAJO FUTURO

Con el propósito de enriquecer la presente investigación, se plantean diversas actividades, tales son:

La construcción de un banco experimental, con el cual sea posible la validación de los perfiles de temperatura en rangos de operación mayores a 150 °C.

El desarrollo de una aplicación, la cual permita la detención de bordes de la malla facilitando la detección de datos de temperatura reales así como también facilitar y agilizar el procesamiento de datos.

Finalmente se recomienda el uso de indicadores con el propósito de visualizar los perfiles de velocidad generados por la convección natural. En la actualidad existen diversas metodologías para la obtención de perfiles de velocidad, tal es el caso de la metodología de velocimetría de imagen de partículas (PIV), la cual requiere de la inclusión de pequeños trazadores. En donde para analizar el movimiento de una masa de fluido utilizando imágenes se debe incluir en el mismo un trazador o sustancia con una densidad semejante pero de diferente color con el fin de que pueda ser apreciada por una foto, de manera que al tomar una serie de fotos a lo largo de un período de tiempo sea posible realizar la comparación de las mismas.

## APÉNDICE A

# RESULTADOS DEL ESTUDIO NUMÉRICO

---

En este apéndice se pretende mostrar todos los resultados obtenidos por el estudio numérico del presente trabajo, primeramente se muestran los resultados obtenidos para canales divergentes para posteriormente continuar con los resultados obtenidos para los canales convergentes.

### A.1 PERFILES DE VELOCIDAD A 268 °C

En las Figuras A.1 (a-f) se muestran los perfiles de velocidad obtenidos para una temperatura de estudio de 268 °C

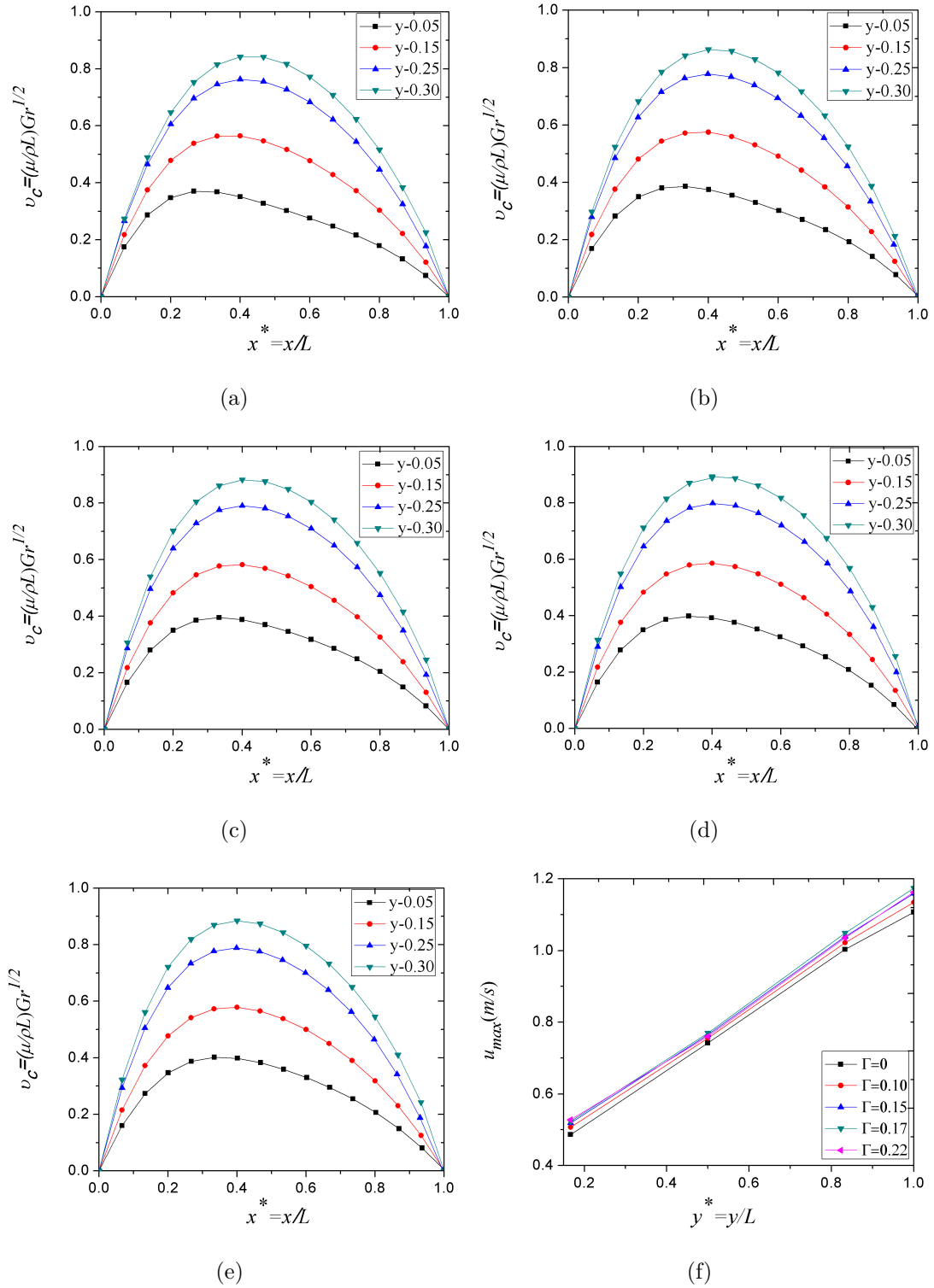


Figura A.1: Perfiles de velocidad para una temperatura de 268 °C. a)  $\Gamma = 0.0$ . b)  $\Gamma = 0.1$ . c)  $\Gamma = 0.15$ . d)  $\Gamma = 0.17$ . e)  $\Gamma = 0.22$ . f) Perfil de velocidades máximas.



## A.2 CALOR TRANSFERIDO A 268 °C

En las Figuras A.2(a-b) se muestran los perfiles de flujo de calor transferido para una temperatura de estudio de 268 °C.

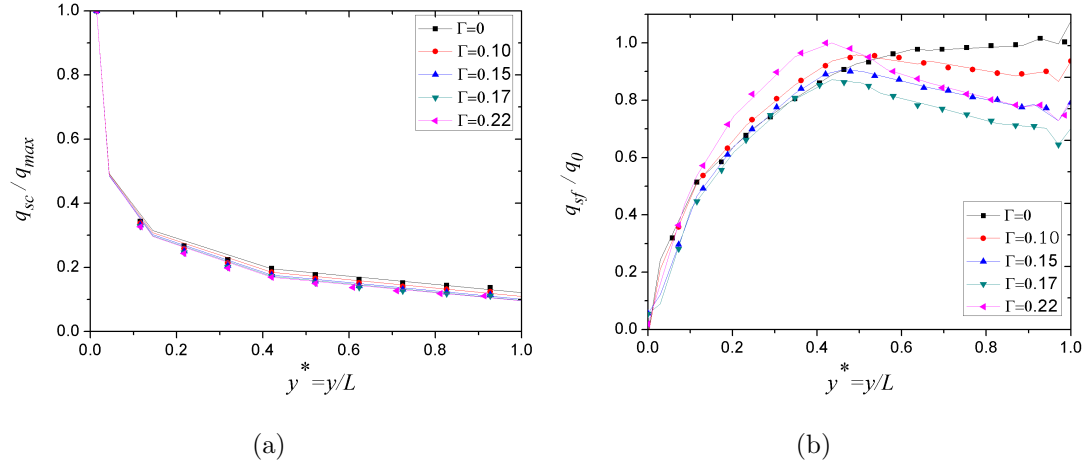


Figura A.2: Calor transferido. a) Flujo de calor para la superficie isotérmica a 268 °C. b) Calor transferido a la superficie B.

## A.3 PERFILES DE VELOCIDAD A 310 °C

En las Figuras A.3 (a-f) se muestran los perfiles de velocidad obtenidos para una temperatura de estudio de 310 °C

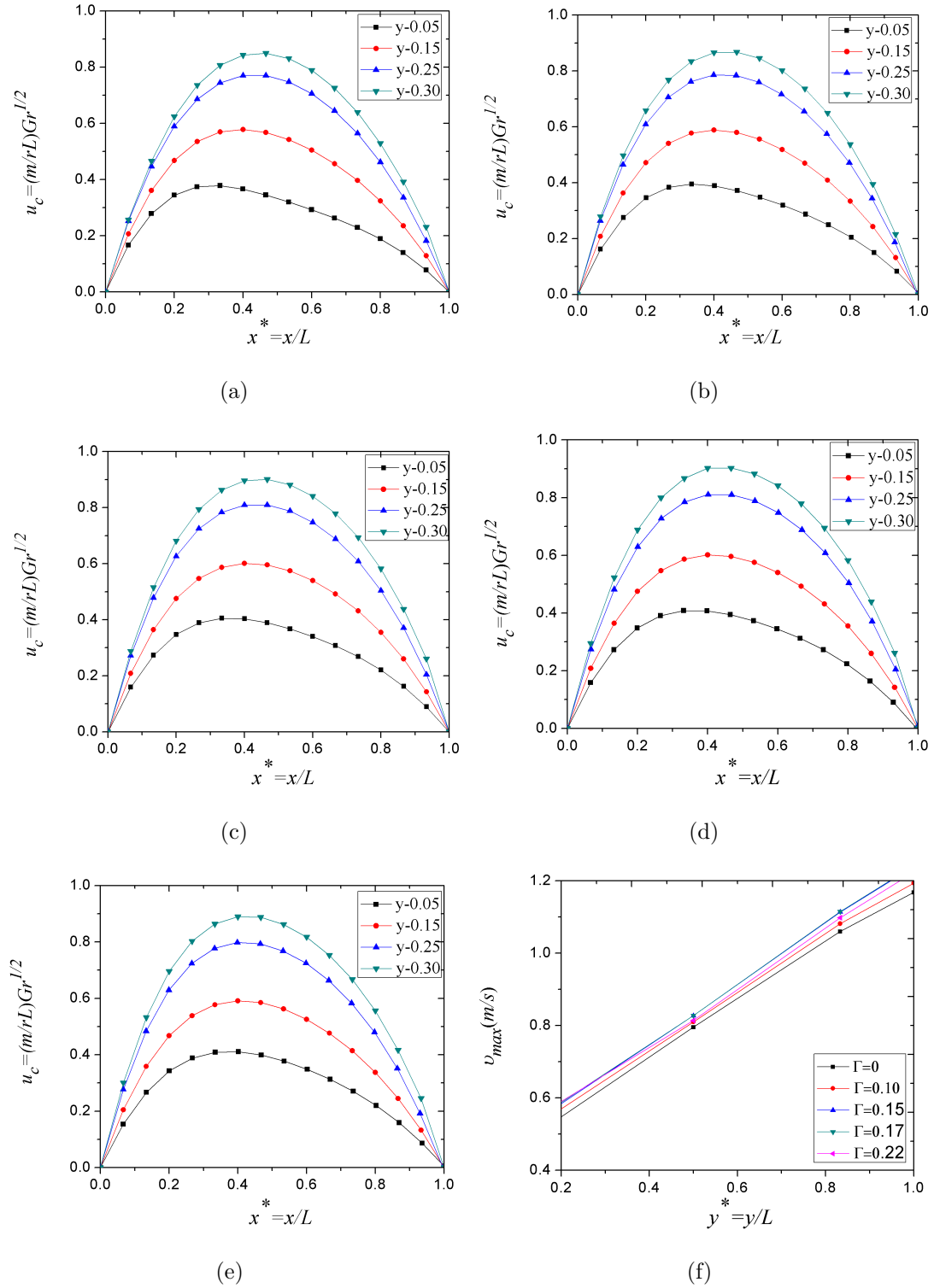


Figura A.3: Perfiles de velocidad para una temperatura de 310 °C. a)  $\Gamma = 0$ . b)  $\Gamma = 0.1$ . c)  $\Gamma = 0.15$ . d)  $\Gamma = 0.17$ . e)  $\Gamma = 0.22$ . f) Perfil de velocidades máximas.

## A.4 CALOR TRANSFERIDO A 310 °C

En las Figuras A.4(a-b) se muestran los perfiles de flujo de calor transferido para una temperatura de estudio de 310 °C.

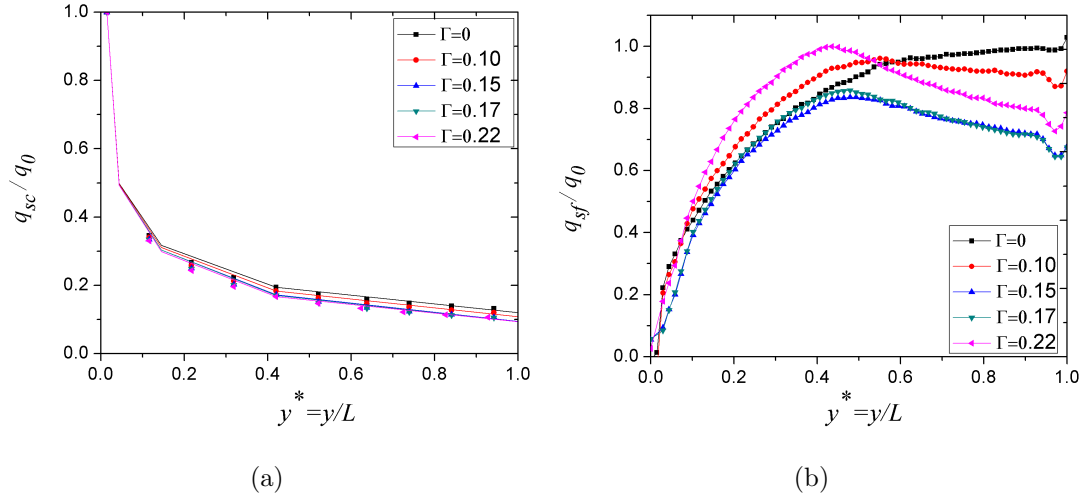


Figura A.4: Calor transferido. a) Flujo de calor para la superficie isotérmica a 310 °C. b) Calor transferido a la superficie B.

## A.5 PERFILES DE VELOCIDAD A 400 °C

En las Figuras A.5 (a-f) se muestran los perfiles de velocidad obtenidos para una temperatura de estudio de 400 °C

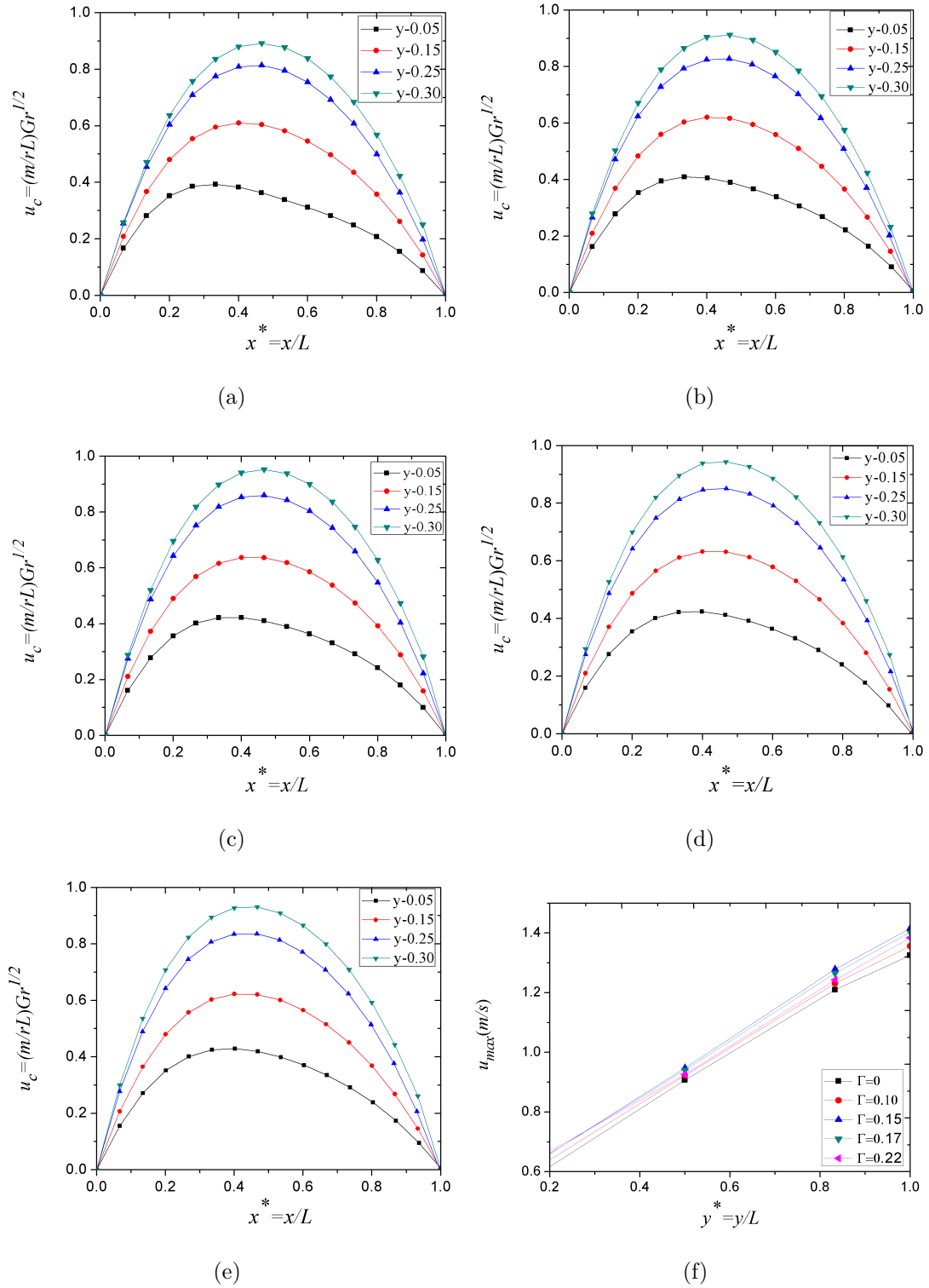


Figura A.5: Perfiles de velocidad para una temperatura de 400 °C. a)  $\Gamma = 0$ . b)  $\Gamma = 0.1$ . c)  $\Gamma = 0.15$ . d)  $\Gamma = 0.17$ . e)  $\Gamma = 0.22$ . f) Perfil de velocidades máximas.

## A.6 CALOR TRANSFERIDO A 400 °C

En las Figuras A.6(a-b) se muestran los perfiles de flujo de calor transferido para una temperatura de estudio de 400 °C.

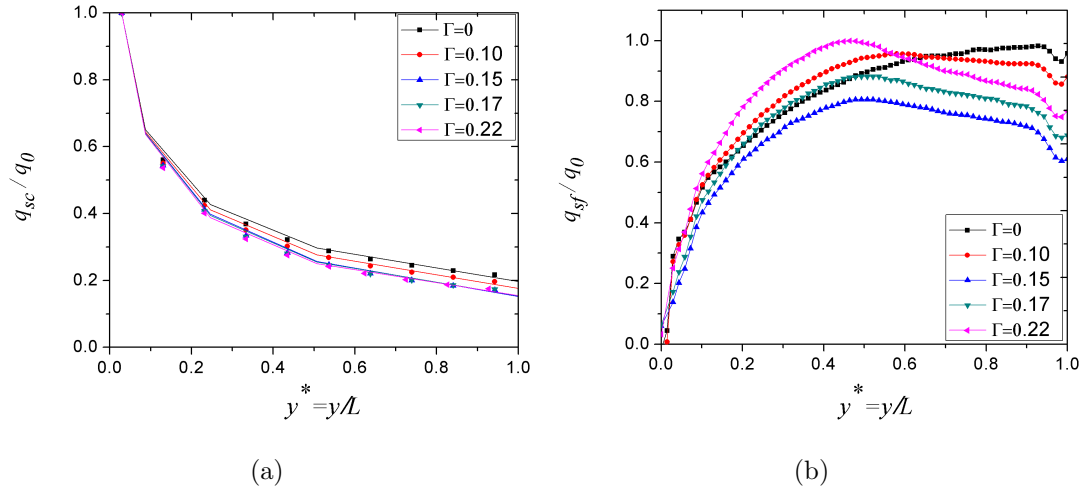


Figura A.6: Calor transferido. *a*) Flujo de calor para la superficie isotérmica a 400 °C. *b*) Calor transferido a la superficie B.

A continuación se muestran los resultados obtenidos para los canales convergentes.

## A.7 PERFILES DE VELOCIDAD A 268 °C

En las Figuras A.7 (a-f) se muestran los perfiles de velocidad obtenidos para una temperatura de estudio de 268 °C.

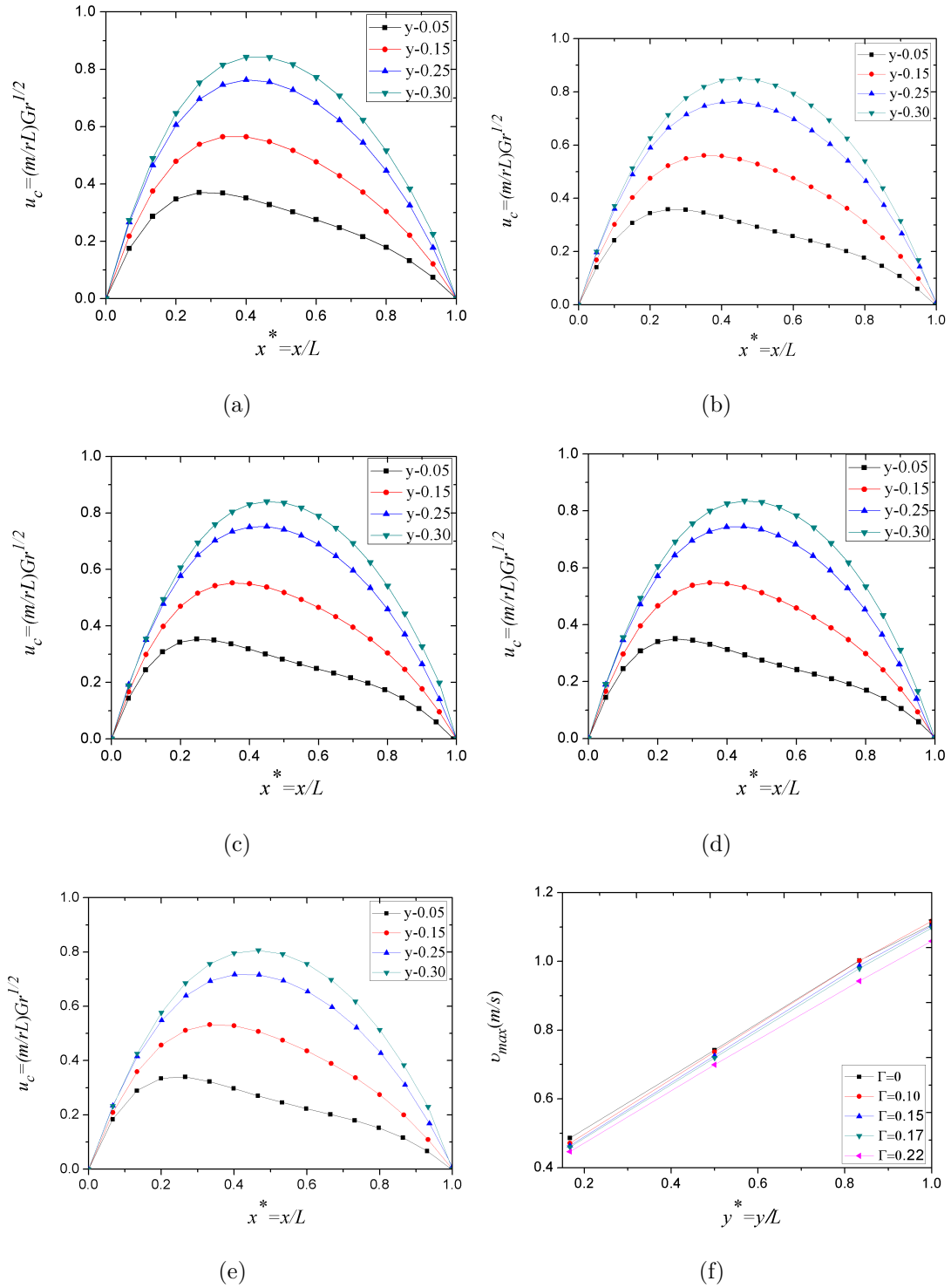


Figura A.7: Perfiles de velocidad para una temperatura de 400 °C. a)  $\Gamma = 0$ . b)  $\Gamma = 0.1$ . c)  $\Gamma = 0.15$ . d)  $\Gamma = 0.17$ . e)  $\Gamma = 0.22$ . f) Perfil de velocidades máximas.

## A.8 CALOR TRANSFERIDO A 268 °C

En las Figuras A.8(a-b) se muestran los perfiles de flujo de calor transferido para una temperatura de estudio de 268°C.

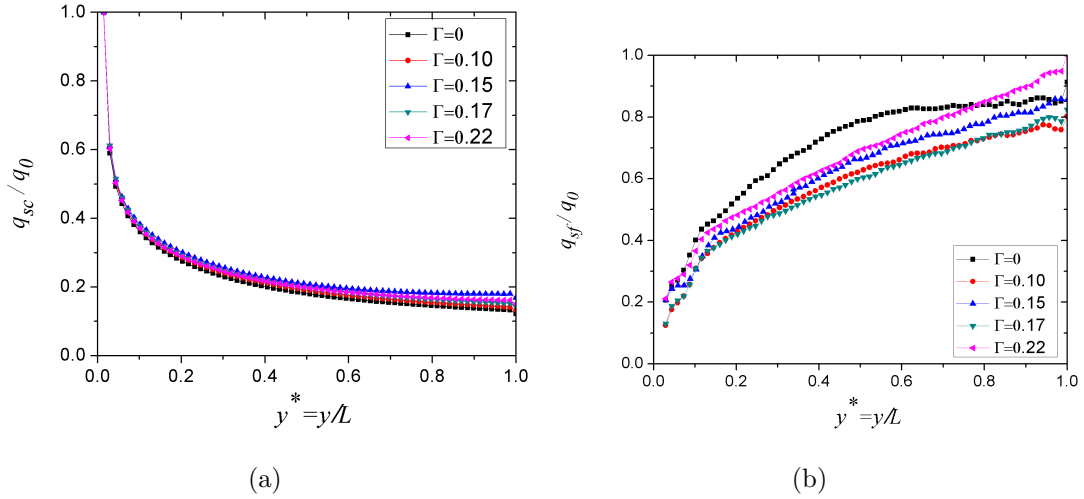


Figura A.8: Calor transferido. *a)* Flujo de calor para la superficie isotérmica a 268 °C. *b)* Calor transferido a la superficie B.

## A.9 PERFILES DE VELOCIDAD A 310 °C

En las Figuras A.9 (a-f) se muestran los perfiles de velocidad obtenidos para una temperatura de estudio de 310°C

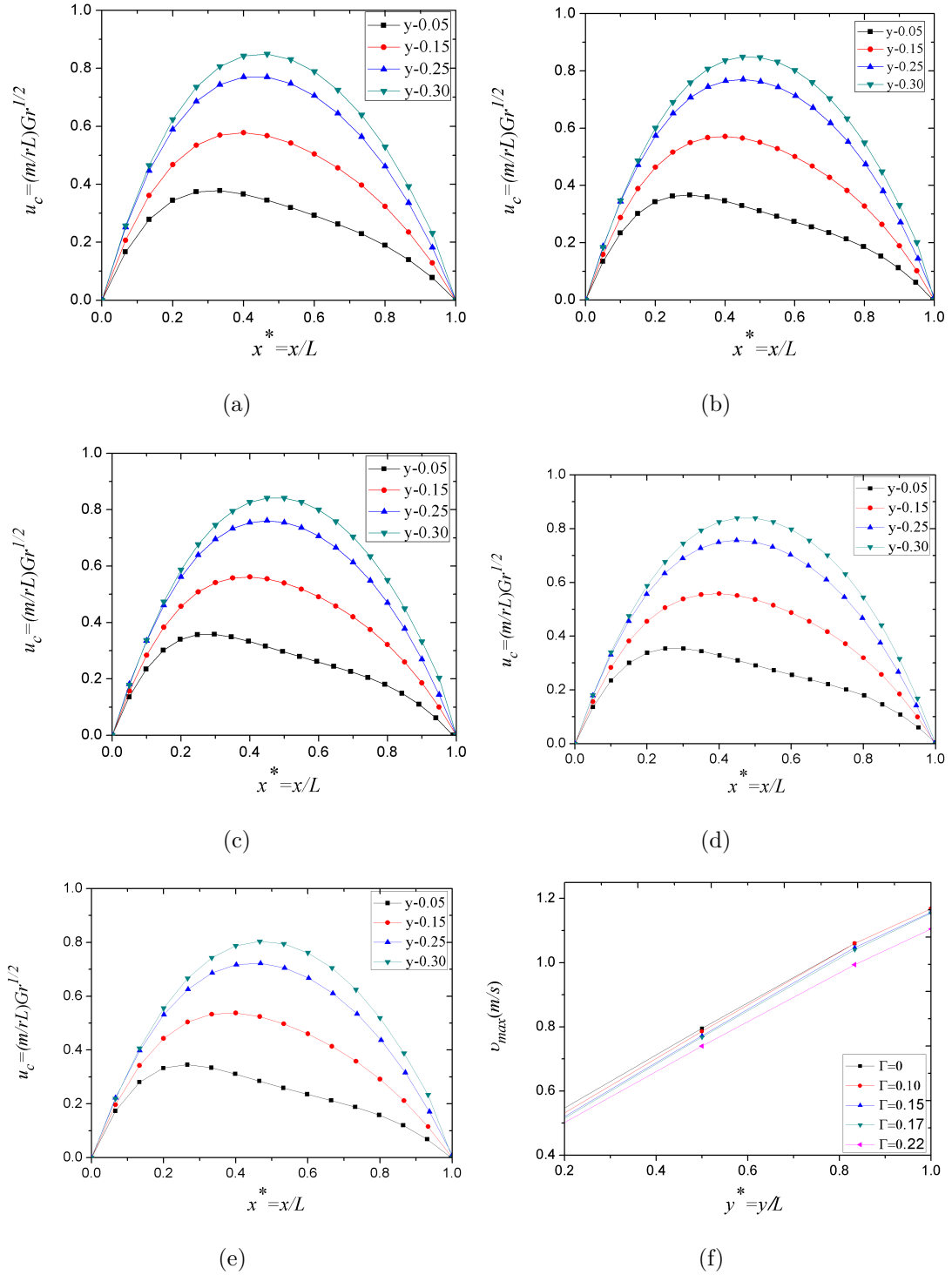


Figura A.9: Perfiles de velocidad para una temperatura de 310 °C. a)  $\Gamma = 0$ . b)  $\Gamma = 0.1$ . c)  $\Gamma = 0.15$ . d)  $\Gamma = 0.17$ . e)  $\Gamma = 0.22$ . f) Perfil de velocidades máximas.



## A.10 CALOR TRANSFERIDO A 310 °C

En las Figuras A.10(a-b) se muestran los perfiles de flujo de calor transferido para una temperatura de estudio de 310 °C.

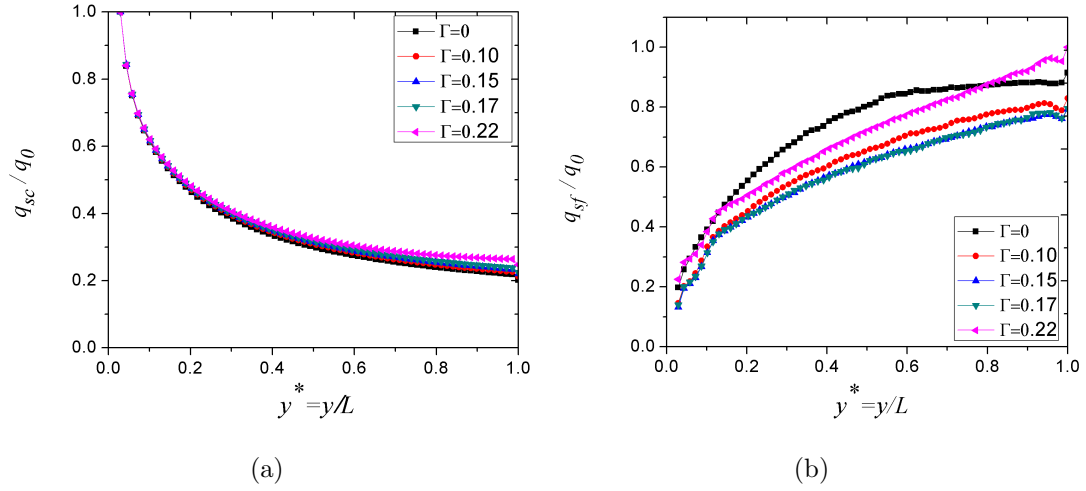


Figura A.10: Calor transferido. *a)* Flujo de calor para la superficie isotérmica a 310 °C. *b)* Calor transferido a la superficie B.

## A.11 PERFILES DE VELOCIDAD A 400 °C

En las Figuras A.11 (a-f) se muestran los perfiles de velocidad obtenidos para una temperatura de estudio de 400 °C.

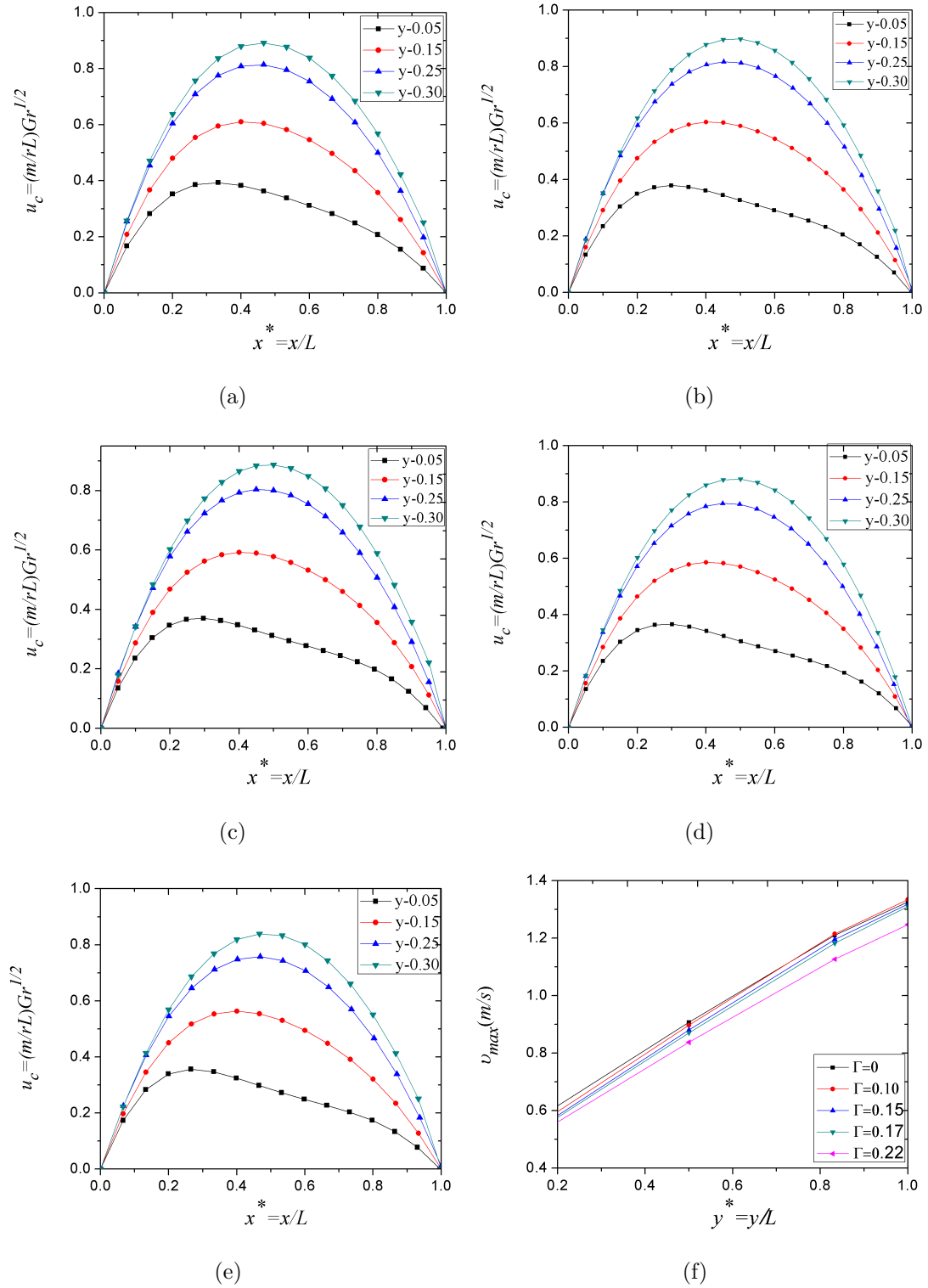


Figura A.11: Perfiles de velocidad para una temperatura de 400 °C. a)  $\Gamma = 0$ . b)  $\Gamma = 0.1$ . c)  $\Gamma = 0.15$ . d)  $\Gamma = 0.17$ . e)  $\Gamma = 0.22$ . f) Perfil de velocidades máximas.

## A.12 CALOR TRANSFERIDO A 400 °C

En las Figuras A.12(a-b) se muestran los perfiles de flujo de calor transferido para una temperatura de estudio de 400 °C.

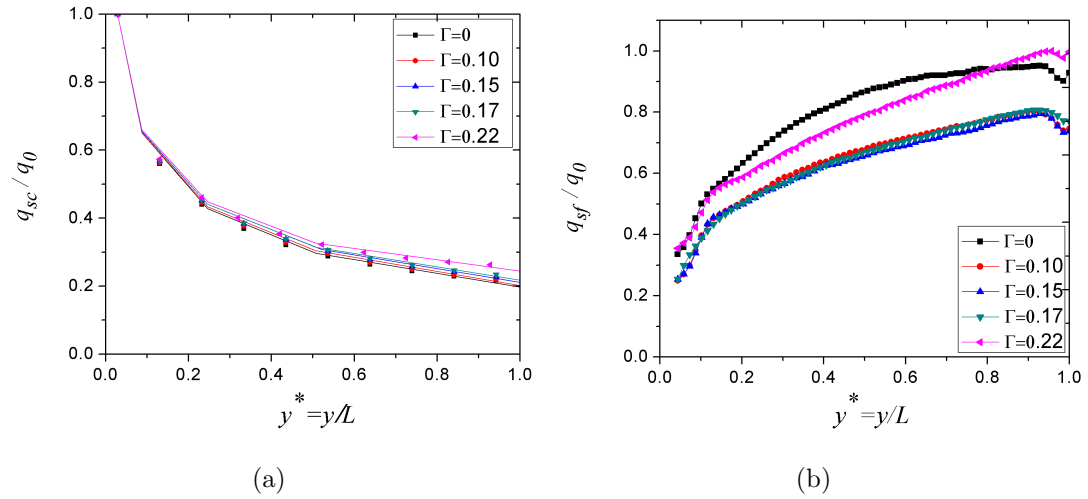


Figura A.12: Calor transferido. *a*) Flujo de calor para la superficie isotérmica a 400 °C. *b*) Calor transferido a la superficie B.

# BIBLIOGRAFÍA

---

- [1] ALAM, M., H. SINGH y M. LIMBACHIYA, «Vacuum Insulation Panels (VIPs) for building construction industry – A review of the contemporary developments and future directions», *Applied Energy*, **88**(11), págs. 3592 – 3602, 2011, URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261911002753>.
- [2] ALZWAYI, A. S. y M. C. PAUL, «Effect of width and temperature of a vertical parallel plate channel on the transition of the developing thermal boundary layer», *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **63**(Supplement C), págs. 20 – 30, 2013, URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931013002639>.
- [3] ALZWAYI, A. S. y M. C. PAUL, «Transition of free convection flow inside an inclined parallel walled channel: Effects of inclination angle and width of the channel», *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **68**(Supplement C), págs. 194 – 202, 2014, URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931013007898>.
- [4] ASCIONE, F., N. BIANCO, F. DE' ROSSI, G. TURNI y G. P. VANOLI, «Different methods for the modelling of thermal bridges into energy simulation programs: Comparisons of accuracy for flat heterogeneous roofs in Italian climates», *Applied Energy*, **97**, págs. 405 – 418, energy Solutions for a Sustainable World - Proceedings of the Third International Conference on Applied Energy,

- May 16-18, 2011 - Perugia, Italy, 2012, URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261912000281>.
- [5] BARNETT, E. J., «Range body cooling system», US Patent 4,241,718, diciembre 30 1980.
- [6] BERGMAN, T. L., F. P. INCROPERA, D. P. DEWITT y A. S. LAVINE, *Fundamentals of heat and mass transfer*, John Wiley & Sons, 2011.
- [7] BIANCO, N., L. LANGELOTTO, O. MANCA y S. NARDINI, «Radiative effects on natural convection in vertical convergent channels», *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **53**(17-18), págs. 3513–3524, 2010.
- [8] CAPOZZOLI, A., A. GORRINO y V. CORRADO, «A building thermal bridges sensitivity analysis», *Applied Energy*, **107**, págs. 229 – 243, 2013, URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261913001530>.
- [9] ÇENGEL, Y. A., M. A. BOLES y I. A. BUESA, *termodinâmica*, tomo 10, McGraw-Hill São Paulo, 2006.
- [10] ÇENGEL, Y. A. y A. J. GHAJAR, *Transferencia de calor y masa: fundamentos y aplicaciones*, McGraw-Hill, 2011.
- [11] DAS, S., R. JANA y O. MAKINDE, «Transient natural convection in a vertical channel filled with nanofluids in the presence of thermal radiation», *Alexandria Engineering Journal*, **55**(1), págs. 253–262, 2016.
- [12] DOU, R., Z. WEN y G. ZHOU, «Heat transfer characteristics of water spray impinging on high temperature stainless steel plate with finite thickness», *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **90**, págs. 376–387, 2015.
- [13] FLUENT, A., «ANSYS fluent theory guide 15.0», *Inc, Canonsburg, PA*, 2013.
- [14] FLUENT, A. *et al.*, «Theory guide», *Ansys Inc*, 2015.
- [15] GUTIÉRREZ PULIDO, H. y V. SALAZAR, «Análisis y diseño de experimentos», , 2008.

- 
- [16] HEREDIA ARICAPA, Y., *Desarrollo de una metodología para la elaboración y cuantificación del inventario de pérdidas energéticas en los refrigeradores domésticos.*, Tesis de Maestría, Universidad Autónoma de Nuevo León, apr 2018.
- [17] KORU, M., «Determination of Thermal Conductivity of Closed-Cell Insulation Materials That Depend on Temperature and Density», *Arabian Journal for Science and Engineering*, **41**(11), págs. 4337–4346, 2016, URL <http://dx.doi.org/10.1007/s13369-016-2122-6>.
- [18] ÁKOS LAKATOS, «Moisture induced changes in the building physics parameters of insulation materials», *Science and Technology for the Built Environment*, **22**(3), págs. 252–260, 2016, <http://dx.doi.org/10.1080/23744731.2016.1131567>, URL <http://dx.doi.org/10.1080/23744731.2016.1131567>.
- [19] LEWANDOWSKI, W. M., M. RYMS y H. DENDA, «Infrared techniques for natural convection investigations in channels between two vertical, parallel, isothermal and symmetrically heated plates», *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **114**, págs. 958–969, 2017.
- [20] LEWANDOWSKI, W. M., M. RYMS, H. DENDA y E. KLUGMANN-RADZIEMSKA, «Possibility of thermal imaging use in studies of natural convection heat transfer on the example of an isothermal vertical plate», *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **78**, págs. 1232–1242, 2014.
- [21] LI, R., M. BOUSETTA, E. CHÉNIER y G. LAURIAT, «Effect of surface radiation on natural convective flows and onset of flow reversal in asymmetrically heated vertical channels», *International journal of thermal sciences*, **65**, págs. 9–27, 2013.
- [22] LORENZINI, G., E. BARRETO, C. BECKEL, P. SCHNEIDER, L. ISOLDI, E. DOS SANTOS y L. ROCHA, «Geometrical evaluation of T-shaped high conductive pathway with thermal contact resistance for cooling of heat-generating medium», *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **108**, Part B, págs.

- 1884 – 1893, 2017, URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931016325972>.
- [23] MARTYUSHEV, S. G. y M. A. SHEREMET, «Conjugate natural convection combined with surface thermal radiation in a three-dimensional enclosure with a heat source», *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **73**, págs. 340 – 353, 2014, URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931014001264>.
- [24] MENCHACA-BRANDAN, M. A., F. A. D. ESPINOSA y L. R. GLICKSMAN, «The influence of radiation heat transfer on the prediction of air flows in rooms under natural ventilation», *Energy and Buildings*, **138**, págs. 530–538, 2017.
- [25] MEYER, J., O. OLAKOYEJO y T. BELLO-OCHEDE, «Constructal optimisation of conjugate triangular cooling channels with internal heat generation», *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **39**(8), págs. 1093 – 1100, 2012, URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0735193312001686>.
- [26] MODARRESIFAR, F., P. A. BINGHAM y G. A. JUBB, «Thermal conductivity of refractory glass fibres», *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, **125**(1), págs. 35–44, 2016, URL <http://dx.doi.org/10.1007/s10973-016-5367-0>.
- [27] MONTGOMERY, D. C., *Diseño y análisis de experimentos*, Grupo Editorial Iberoamérica,, 1991.
- [28] ONUR, N., M. SIVRIOĞLU y M. K. AKTAŞ, «An experimental study on the natural convection heat transfer between inclined plates (Lower plate isothermally heated and the upper plate thermally insulated as well as unheated)», *Heat and Mass Transfer*, **32**(6), págs. 471–476, Aug 1997, URL <https://doi.org/10.1007/s002310050147>.
- [29] PATANKAR, S., *Numerical heat transfer and fluid flow*, CRC press, 1980.

- [30] QASEM, N., B. IMTEYAZ, R. BEN-MANSOUR y M. HABIB, «Effect of Radiation Heat Transfer on Naturally Driven Flow Through Parallel-Plate Vertical Channel», *Arabian Journal for Science and Engineering*, **42**(5), págs. 1817–1829, 2017.
- [31] RAJKUMAR, M., G. VENUGOPAL y S. A. LAL, «Natural convection with surface radiation from a planar heat generating element mounted freely in a vertical channel», *Heat and mass transfer*, **47**(7), págs. 789–805, 2011.
- [32] SAHOO, R. y V. SASTRI, «Numerical investigation of free convective flow in divergent channels», *Computer methods in applied mechanics and engineering*, **146**(1-2), págs. 31–41, 1997.
- [33] SAID, S., M. HABIB, H. BADR y S. ANWAR, «Numerical investigation of natural convection inside an inclined parallel-walled channel», *International Journal for numerical methods in fluids*, **49**(5), págs. 569–582, 2005.
- [34] SARPER, B., M. SAGLAM, O. AYDIN y M. AVCI, «Natural convection in a parallel-plate vertical channel with discrete heating by two flush-mounted heaters: effect of the clearance between the heaters», *Heat and Mass Transfer*, **54**(4), págs. 1069–1083, 2018.
- [35] SCHIAVONI, S., F. D ALESSANDRO, F. BIANCHI y F. ASDRUBALI, «Insulation materials for the building sector: A review and comparative analysis», *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **62**, págs. 988 – 1011, 2016, URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032116301551>.
- [36] SERRANO-ARELLANO, J. y M. GIJÓN-RIVERA, «Conjugate heat and mass transfer by natural convection in a square cavity filled with a mixture of Air–CO<sub>2</sub>», *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **70**, págs. 103 – 113, 2014, URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931013009113>.



- [37] SPARROW, E. y R. RUIZ, «Experiments on natural convection in divergent vertical channels and correlation of divergent, convergent, and parallel-channel Nusselt numbers», *International journal of heat and mass transfer*, **31**(11), págs. 2197–2205, 1988.
- [38] SPARROW, E., S. SHAH y C. PRAKASH, «Natural convection in a vertical channel: I. Interacting convection and radiation. II. The vertical plate with and without shrouding», *Numerical Heat Transfer*, **3**(3), págs. 297–314, 1980.
- [39] TAIEB, S., L. A. HATEM y J. BALTI, «Natural convection in an asymmetrically heated vertical channel with an adiabatic auxiliary plate», *International Journal of Thermal Sciences*, **74**, págs. 24–36, 2013.
- [40] TOTTEN, P. E., S. O'BRIEN y M. PAZERA, «The effects of thermal bridging at interface conditions», *Building Enclosure Science & Technology*, **1**, 2008.
- [41] VERSTEEG, H. K. y W. MALALASEKERA, *An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method*, Pearson Education, 2007.
- [42] VISWATMULA, P. y M. R. AMIN, «Effects of multiple obstructions on natural convection heat transfer in vertical channels», *International journal of heat and mass transfer*, **38**(11), págs. 2039–2046, 1995.
- [43] WANG, Q., J. ZHU y X. LU, «Numerical simulation of heat transfer process in solar enhanced natural draft dry cooling tower with radiation model», *Applied Thermal Engineering*, **114**, págs. 977–983, 2017.
- [44] WARNEFORD, I. P., *Natural convection from an inclined flat plate*, Tesis Doctoral, University of Nottingham, 1975.
- [45] ZAVALA-GUILLEN, I., J. XAMAN, C. SALINAS, K. ISMAIL, I. HERNÁNDEZ-PÉREZ y I. HERNANDEZ-LOPEZ, «Optical thickness effect on natural convection in a vertical channel containing a gray gas», *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **107**, págs. 510–519, 2017.

- 
- [46] ZHANG, C. y Y. LIAN, «Conjugate heat transfer analysis using a simplified household refrigerator model», *International journal of refrigeration*, **45**, págs. 210–222, 2014.